



TUGAS AKHIR – TM141585

***STUDI EKSPERIMEN PENGARUH VARIASI
RASIO KOMPRESI (COMPRESSION RATIO)
TERHADAP UNJUK KERJA DAN EMISI MESIN
DIESEL 4-LANGKAH SILINDER BERBAHAN
BAKAR CAMPURAN DEXLITE DAN ETANOL***

ARIF FADHLULLAH
NRP. 02111340000112

Dosen Pembimbing
Ir. Dr. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc

PROGRAM SARJANA
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2018



FINAL PROJECT – TM141585

***EXPERIMENTAL STUDY ON EFFECT OF
COMPRESSION RATIO VARIATION TO
PERFORMANCE EXHAUST GAS EMISSION 4-
STROKE SINGLE CYLINDER DIESEL ENGINE
USING DEXLITE-ETHANOL BLEND***

ARIF FADHLULLAH
NRP. 02111340000112

Academic Supervisor
Ir. Dr. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc

BACHELOR PROGRAM
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2018

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH VARIASI RASIO
KOMPRESI (COMPRESSION RATIO) TERHADAP UNJUK
KERJA DAN EMISI MESIN DIESEL 4-LANGKAH
SILINDER BERBAHAN BAKAR CAMPURAN DEXLITE
DAN ETANOL**

Nama : Arif Fadhlullah
NRP : 02111340000112
Departemen : Teknik Mesin
Pembimbing : Dr. Ir. Atok Setiawan, M.Eng.Sc

ABSTRAK

Indonesia bergantung kepada penggunaan bahan bakar fosil (konvensional), khususnya pada bidang industri, transportasi, dan sistem pembangkit. Bahan bakar fosil bukan sumber energi berkelanjutan (sustainable energy), sehingga ketersediaannya terbatas. Untuk mengurangi ketergantungan pada bahan bakar fosil serta mengurangi dampak buruk pada lingkungan perlu dilakukan penelitian terhadap sumber energi, terutama yang terbarukan dan ramah lingkungan. Bioethanol adalah salah satu bentuk energi terbarukan yang dapat diproduksi dari tumbuhan. Sehingga penggunaan bahan bakar fosil dapat tergeser dengan adanya bahan bakar etanol ini. Tetapi pada dasarnya, bahan bakar tumbuhan atau minyak nabati memiliki kelemahan yang mempengaruhi performa suatu mesin motor bakar, seperti Cetane Number, Caloric Value, dll. Dibutuhkan rekayasa terkait bahan bakar dan engine tersebut. Terdapat beberapa teknologi bahan bakar yang sudah diaplikasikan, salah satunya adalah etanol sebagai campuran bahan solar. Penelitian ini akan diketahui bagaimana pengaruh perubahan Rasio Kompresi (Compression Ratio) sebagai rekayasa teknologi dan bahan bakar campuran Dexlite, Etanol, dan Emulgator Tween 80 terhadap unjuk kerja mesin dan emisi bahan bakar yang dihasilkan

Penelitian dimulai dengan mencampurkan bahan bakar Dexlite dengan variasi prosentase Etanol 0%, 10%, 20%, 30%,

40%, 50%. Lalu ditambahkan emulgator sehingga campuran tersebut tidak mengalami separasi. Prosentase emulgator dalam setiap campuran Dexlite dan Etanol didapatkan dengan penelitian. Dimana setiap campuran tersebut dicoba dengan 3 variasi prosentase emulgator yaitu 10%, 5% dan 2,5%. Selanjutnya campuran bahan bakar yaitu hasil pencampuran dengan emulgator yang memiliki tingkat separasi yang paling kecil akan digunakan sebagai bahan uji coba. Lalu dilakukan pengujian pada campuran bahan bakar Dexlite dengan variasi prosentase Etanol 0%, 10%, 20%, 30%, 40% dan 50%. Selanjutnya, disimpulkan campuran bahan bakar terbaik (tingkat emisi paling minimal), yang akan digunakan pada bahan bakar uji dengan variasi timing injeksi. Kemudian dilakukan uji unjuk kerja dan emisi engine dengan variasi Rasio Kompresi (Compression Ratio) yaitu CR 1:17,9, CR 1:17 dan CR 1:16.

Hasil dari penelitian ini didapatkan bahwa, Emulgator 10% digunakan pada semua campuran bahan bakar, karena waktu separasi yang lama. Dengan parameter emisi gas buang, ditentukan bahan bakar D80E20 dan D70E30 adalah yang terbaik. Lalu dengan menyeting Rasio Kompresi (Compression Ratio) pada kondisi rasio kompresi untuk bahan bakar D80E20, efisiensi thermal, AFR dan perbaikan Smoke opacity meningkat masing-masing 25,6%, 8% dan 44% dari kondisi standart. Tetapi terjadi penurunan daya, torsi dan BMEP. untuk bahan bakar D70E30, efisiensi thermal, AFR, perbaikan Smoke opacity, perbaikan UHC meningkat masing-masing 24,2%, 15,9%, 4,7% dan 66,7% dari kondisi standart. Tetapi terjadi penurunan kadar CO.

Kata Kunci : Diesel, Etanol, Dexlite, Emulgator, Compression Ratio, Unjuk Kerja dan Emisi

**EXPERIMENTAL STUDY ON EFFECT OF COMPRESSION
RATIO VARIATION TO PERFORMANCE EXHAUST GAS
EMISSION 4-STROKE SINGLE CYLINDER DIESEL
ENGINE USING DEXLITE-ETHANOL BLEND**

Name : Arif Fadhlullah
NRP : 02111340000112
Department : Mechanical Engineering
Advisor : Dr. Ir. Atok Setiawan, M.Eng.Sc

ABSTRACT

Indonesia still relies on fossil fuel to generate its Industry, Transportation and even the power plant itself. Fossil fuel was not a such sustainable energy because of its reserve. A research for alternative and sustainable energy is required to reduce dependence and influence to the environment. Bioethanol was one of an alternative energy could be produce from crop. So, The use of fossil fuel could be replaced by this ethanol fuel. Those Crop-base fuel appear some weakness that cause the engine performance to decrease such as, Cetane Number, Caloric Value, and etc. An Engineering research for those fuel required, there few people have already done a research like blending the ethanol with diesel fuel. On this research we focused on the effect of compression ratio variation and the fuel blend using Dexlite, Ethanol and Tween 80 as an emulgator to the performance and emission.

Research begins by mixing Dexlite fuels with percentage variations of 0% Ethanol, 10%, 20%, 30%, 40%, 50%. Then the emulgator is added so that the mixture does not suffer separation. The percentage of emulgator in each mixture of Dexlite and Ethanol was applied to the study. Where each mixture is tried with 3 variations of percentage emulgator that is 10%, 5% and 2.5%. Furthermore, the fuel mixture which is mixing with the emulgator having the smallest separation rate will be used as the test material. Then tested on Dexlite fuel mixture with percentage variation of 0%, 10%, 20%, 30%, 40% and 50% Ethanol. Further,

it is concluded that the best fuel mixture (minimum emission level), which will be used in the test fuel with the variation of the injection timings. Then tested the performance and emissions of engines with variation Compression Ratio (CR): CR 1: 17,9, CR 1:17 and CR 1:16.

The results of this study found that, 10% Emulgator is used on all fuel mixtures, due to long separation time. With exhaust emission parameters, the D80E20 and D70E30 fuel are the best. Then by setting the Compression Ratio on the compression ratio condition for fuel D80E20, thermal efficiency, AFR and Smoke opacity improvement increased respectively 25.6%, 8% and 44% of the standard conditions. But there is a decrease in power, torque and BMEP. for D70E30 fuel, thermal efficiency, AFR, Smoke opacity improvement, UHC improvement increased respectively 24.2%, 15.9%, 4.7% and 66.7% of standard conditions. But there is a decrease in CO levels.

Keyword : Diesel, Ethanol, Dexlite, Emulgator, Compression Ratio, Performance dan Emission

**STUDI EKSPERIMEN PENGARUH VARIASI RASIO
KOMPRESI (*COMPRESSION RATIO*) TERHADAP
UNJUK KERJA DAN EMISI MESIN DIESEL 4-
LANGKAH SILINDER TUNGGA BERBAHAN BAKAR
CAMPURAN DEXLITE DAN ETANOL**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Pada
Program S1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Arif Fadhlullah
NRP. 2113 100 112

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc. (Pembimbing)
NIP. 196604021989031002
2. Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT (Penguji I)
NIP. 197301161997021001
3. Bambang Arip D, ST., M.Eng, PhD (Penguji II)
NIP. 197804012002121001
4. Ary Bachtiar K.P. ST., MT, PhD (Penguji III)
NIP. 197105241997021001

**SURABAYA
JANUARI 2018**

“Halaman ini sengaja di kosongkan”

KATA PENGANTAR

Puji syukur dihaturkan kehadirat Allah SWT, hanya karena tuntunan-Nya penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini. Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan Pendidikan Sarjana S-1 di Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penyusunan Tugas Akhir ini dapat terlaksanakan dengan bai katas bantuan dan kerjasama dari berbagai pihak. Pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada :

1. Orangtua penulis, Ibu **Riana Rahayu** dan Bapak **Eko Takariawan** yang senantiasa mendoakan, membimbing dan memberikan semua hal terbaik untuk penulis. Terimakasih karena telah menjadi seorang ibu dan bapak terbaik bagi penulis.
2. **Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc** yang selalu memberikan bimbingan dan arahan dalam penulisan Tugas Akhir ini.
3. **Dr. Bambang Sudarmanta, ST, MT, Bambang Arip D, ST, M.Eng, Ph.D, Ary Bachtiar K.P, ST, MT, Ph.D** selaku dosen penguji yang telah memberikan saran dan kritik kepada penulis untuk Tugas Akhir ini.
4. Seluruh punggawa **Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin (LBMM) FTI ITS** yang telah memberikan cerita, pengalaman hidup, dan keorganisasian yang penuh suka dan duka selama ini.
5. Kerabat “**Satu Jiwa Satu Raga Diesel Motor Bakar Teknik Mesin ITS, Qorry Angga R.**” yang telah membantu saya untuk survive dalam penyelesaian Tugas Akhir.
6. **Alham, Toni, Yaqin, Boqir, dan Ubed** atas semangat yang telah diberikan kepada penulis.

7. **Bengkelerz 2013 (BEGALS)**, yang tidak dapat saya sebutkan satu persatu, yang telah memberikan cerita, pengalaman hidup, dan keorganisasian yang penuh suka dan duka selama ini.
8. Teruntuk **Alham, Angga, dan Abner, HRD 4A**, yang selalu memotivasi dalam arti positif untuk penulis, terimakasih atas partisipasinya.
9. **Semua teman-teman angkatan 2013** yang selalu membantu dan memberikan semangat kepada penulis. Terima kasih atas segala kritik dan saran serta motivasi yang telah kalian berikan.
10. Untuk **Team HURA HURA : Abud, Ucon dan Gde** yang rela membantu memantau bahan bakar, knalpot diesel dan lampu saat pengambilan data.
11. **Teman-teman di lab TPBB**, yang telah menemani mengerjakan tugas akhir dalam 1 semester terakhir.
12. **Segenap Dosen dan Karyawan Departemen Teknik Mesin FTI ITS**, Terima kasih atas ilmu yang disampaikan, semoga bermanfaat kedepannya bagi diri penulis dan bagi bangsa dan negara.
13. Saudari **Shofia**, yang selalu memberikan informasi dan mengingatkan penulis untuk menyelesaikan tugas akhir ini.
14. Serta semua pihak yang tidak bias penulis sebutkan satu persatu.

Dengan segala keterbatasan kemampuan dan pengetahuan penulis, tidak menutup kemungkinan Tugas Akhir ini jauh dari sempurna. Semoga hasil penlisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak.

Surabaya, Januari 2018

Penulis

DAFTAR ISI

ABSTRAK	ii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR.	xi
DAFTAR TABEL	xvii
BAB I. PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah.....	3
1.3 Batasan Masalah.....	4
1.4 Tujuan Penelitian.....	5
1.5 Manfaat Penelitian.....	5
BAB II
TINJAUAN PUSTAKA	7
2.1 Bahan Bakar	7
2.1.1 Bahan Bakar Diesel	7
2.1.2 Bahan Bakar Dexlite	10
2.1.3 Bahan Bakar Etanol.....	11
2.1.4 Pencampuran Bahan Bakar.....	12
2.2 Teori Pembakaran.....	14
2.2.1 Perhitungan Stoikometri Kebutuhan Udara.....	14
2.2.2 Pembakaran Non-Stoikiometri	16
2.3 Dasar Teori Mesin Diesel.....	16

2.3.1	Tahapan Pembakaran Pada Mesin Diesel.....	17
2.3.2	Sistem Pengaturan Bahan Bakar.....	19
2.3.3	Unjuk Kerja Mesin Diesel	20
2.4	Emisi Gas Buang Mesin Diesel	24
2.5	Penelitian Terdahulu.....	26
2.5.1	Penelitian oleh V. Gnanamoorthi	26
2.5.2	Penelitian oleh G. Venkata Subbaidah, dkk	27
BAB III. METODOLOGI		29
3.1	Metode Penelitian	29
3.2	Alat Uji	29
3.3	Alat Ukur	30
3.4	Prosedur penelitian	34
3.4.1	Tahap-tahap penelitian	34
3.5	Persiapan Bahan Bakar (<i>Fuel Blend</i>) dan Uji Properties.	35
3.5.1	Tahap-tahap Persiapan Bahan Bakar (<i>Fuel Blend</i>) dan Uji Properties	38
3.6	Rancangan pengujian unjuk kerja dan emisi	39
3.6.1	Skema Alat	42
3.6.2	Tahap-tahap Pengujian Unjuk Kerja dan Emisi ..	43
3.6.3	flowchart penelitian	45
BAB IV. HASIL DAN PEMBAHASAN		47
4.1	Hasil Persiapan Bahan Bakar (<i>Fuel Blend</i>) dan Uji <i>Properties</i>	47
4.1.1	Hasil Pencampuran Bahan Bakar (<i>Fuel Blending</i>)..	47

4.1.2	Data <i>Properties</i> Bahan Bakar	66
4.2	Contoh Perhitungan Unjuk Kerja	67
4.2.1	Daya.....	67
4.2.2	Torsi	68
4.2.3	<i>Brake</i> Tekanan Efektif Rata-Rata (<i>BMEP</i>)	69
4.2.4	<i>Specific Fuel Consumption (SFC)</i>	70
4.2.5	<i>Efisiensi Thermal (η_{th})</i>	71
4.2.6	<i>Air Fuel Ratio (AFR)</i>	72
4.3	Hasil dan Analisa Grafik Pengujian Unjuk Kerja dan Emisi Gas Buang, Bahan Bakar Dexlite dengan Variasi Penambahan Prosentase Etanol pada Rasio Kompresi Standar (17,9:1)	75
4.3.1	<i>Efisiensi Thermal (η_{th})</i>	75
4.3.2	Torsi	77
4.3.3	<i>Specific Fuel Consumption (SFC)</i>	78
4.3.4	<i>Brake</i> Tekanan Efektif Rata-Rata (<i>BMEP</i>)	80
4.3.5	<i>Air Fuel Ratio (AFR)</i>	81
4.3.6	Temperatur <i>Engine</i> , Air Pendingin, Oli dan <i>Exhaust Gas</i>	84
4.3.7	<i>Smoke Opacity</i>	87
4.3.8	<i>Unburnt Hydrocarbon (UHC)</i>	89
4.3.9	Kadar <i>CO</i>	90
4.3.10	Pemilihan Bahan Bakar Uji dengan Parameter Unjuk Kerja dan Emisi Gas Buang Terbaik.....	92
4.4	Hasil dan Analisa Grafik Pengujian Unjuk Kerja dan Emisi Gas Buang, Bahan Bakar Dexlite-Etanol D80E20 dan D70E30 dengan Variasi Rasio Kompresi (<i>Compression Ratio</i>)	93

4.4.1	Efisiensi Thermal (η_{th})	94
4.4.2	Torsi.....	96
4.4.3	<i>Specific Fuel Consumption (SFC)</i>	97
4.4.4	Brake Tekanan Efektif Rata-Rata (<i>BMEP</i>).....	99
4.4.6	Temperatur <i>Engine</i> , Air Pendingin, Oli dan <i>Exhaust Gas</i>	104
4.4.7	<i>Smoke Opacity</i>	106
4.4.8	<i>Unburnt Hydrocarbon (UHC)</i>	108
4.4.9	<i>Kadar CO</i>	110
BAB V. KESIMPULAN DAN SARAN		113
5.1	Kesimpulan.....	113
5.2.	Saran	115
DAFTAR PUSTAKA		115
BIODATA PENULIS.....		118

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Tahapan pembakaran pada mesin diesel	17
Gambar 2. 2 Skema kerja governor mekanis-hidraulis	20
Gambar 2. 3 Grafik NO _x vs BP (kW)	27
Gambar 2. 4 Grafik NO _x vs BP (kW)	28
Gambar 3. 1 Pitot Static Tube	31
Gambar 3. 2 Skema peralatan generator set	42
Gambar 3. 3 Flowchart Penelitian	46
Gambar 4. 1 Grafik Brake Thermal Efficiency terhadap beban..	76
Gambar 4. 2 Grafik Torsi terhadap beban	78
Gambar 4. 3 Grafik BSFC terhadap beban.....	79
Gambar 4. 4 Grafik BMEP terhadap beban.....	80
Gambar 4. 5 Grafik AFR terhadap beban.....	82
Gambar 4. 6 Grafik temperatur engine terhadap beban.....	84
Gambar 4. 7 Grafik temperatur air pendingin terhadap beban	87
Gambar 4. 8 Grafik temperatur oli terhadap beban	85
Gambar 4. 9 Grafik temperatur exhaust gas terhadap beban.....	86
Gambar 4. 10 Grafik Smoke Opacity terhadap beban engine	88
Gambar 4. 11 Grafik Unburnt Hydrocarbon terhadap beban pada engine	89
Gambar 4. 12 Grafik Kadar CO terhadap beban engine	91
Gambar 4. 13 Grafik Brake Thermal efficieny D80E20 terhadap beban engine.....	94

Gambar 4. 14 Grafik Brake Thermal efficieny D70E30 terhadap beban engine	95
Gambar 4. 15 Grafik Torsi D80E20 terhadap beban engine	96
Gambar 4. 16 Grafik Torsi D70E30 terhadap beban engine	97
Gambar 4. 17 Grafik Specific Fuel Consumption D80E20 terhadap beban engine	98
Gambar 4. 18 Grafik Specific Fuel Consumption D70E30 terhadap beban engine	99
Gambar 4. 19 Grafik bmep D80E20 terhadap beban engine	100
Gambar 4. 20 Grafik bmep D70E30 terhadap beban engine	101
Gambar 4. 21 Grafik bmep terhadap beban engine	102
Gambar 4. 22 Grafik AFR D70E30 terhadap beban engine	103
Gambar 4. 23 Grafik Temperatur Oli terhadap beban engine ...	104
Gambar 4. 24 Grafik Temperatur Engine terhadap beban engine	104
Gambar 4. 25 Grafik Temperatur Engine terhadap beban engine	105
Gambar 4. 26 Grafik Temperatur Coolant terhadap beban engine	105
Gambar 4. 27 Grafik smoke opacity D80E20 terhadap beban engine	106
Gambar 4. 28 Grafik smoke opacity D70E30 terhadap beban engine	107

Gambar 4. 29 Grafik kadar Unburnt hydrocarbon D80E20 terhadap beban engine	108
Gambar 4. 30 Grafik kadar Unburnt hydrocarbon D80E20 terhadap beban engine	109
Gambar 4. 31 Grafik kadar Carbon monoxide D80E20 terhadap beban engine.....	110
Gambar 4. 32 Grafik kadar Carbon monoxide D70E30 terhadap beban engine.....	111

“Halaman ini sengaja di kosongkan”

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Hasil Uji LEMIGAS: Dexlite.....	10
Tabel 2. 2 Perbandingan Spesifikasi Solar dan Etanol.....	12
Tabel 3. 1 Spesifikasi Dexlite.....	35
Tabel 3. 2 Spesifikasi Ethanol.....	37
Tabel 3. 3 Rancangan pengujian unjuk kerja dan emisi	39
Tabel 3. 4 Tabel pengambilan data	42
Tabel 4. 1 Hasil Dokumentasi pada Bahan Bakar D90E10.....	48
Tabel 4. 2 Hasil Dokumentasi pada Bahan Bakar D80E20.....	51
Tabel 4. 3 Hasil Dokumentasi pada Bahan Bakar D70E30.....	54
Tabel 4. 4 Hasil Dokumentasi pada Bahan Bakar D60E40.....	57
Tabel 4. 5 Hasil Dokumentasi pada Bahan Bakar D50E50.....	60
Tabel 4. 6 Data properties bahan bakar	68
Tabel 4. 7 Data percobaan bahan bakar D80E20 Injection Timing standart 23,67° BTDC	67

“Halaman ini sengaja di kosongkan”

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Indonesia masih bergantung kepada penggunaan bahan bakar fosil (konvensional), khususnya pada bidang industri, transportasi, dan sistem pembangkit. Bahan bakar fosil bukan sumber energi berkelanjutan (*sustainable energy*), sehingga ketersediaannya terbatas. Penggunaan secara masif dan terus menerus akan mengurangi cadangan ketersediaan bahan bakar fosil tersebut. Pada bidang industri, penggunaan bahan bakar fosil merupakan kebutuhan yang vital. Mesin diesel menggunakan bahan bakar Solar dan Dexlite, yang merupakan hasil distilasi fraksi dari minyak bumi (bahan bakar fosil). Sehingga ketersediaan bahan bakar tersebut juga terbatas. Penggunaan bahan bakar fosil juga berdampak buruk bagi lingkungan. Emisi gas buang yang dihasilkan dari pembakaran bahan bakar adalah salah satu penyebab utama rumah kaca (seperti CO, CO₂, HC) yang menyebabkan pemanasan global.

Untuk mengurangi ketergantungan pada bahan bakar fosil serta mengurangi dampak buruk pada lingkungan perlu dilakukan penelitian terhadap sumber energi, terutama yang terbarukan dan ramah lingkungan. Perubahan iklim dan isu-isu lingkungan global adalah pertimbangan dalam pemilihan energi alternative tersebut. Sumber energi dari tumbuhan atau minyak nabati adalah salah satu solusi. Bioethanol adalah salah satu bentuk energi terbarukan yang dapat diproduksi dari tumbuhan. Ethanol dapat dibuat dari tanaman-tanaman yang umum, misalnya tebu, kentang, singkong, dan jagung. Dalam penggunaannya, Ethanol dapat dijadikan bahan bakar utama ataupun bahan bakar campuran. Sehingga penggunaan bahan bakar fosil dapat tergeser dengan adanya bahan bakar Ethanol ini.

Riset mengenai unjuk kerja mesin diesel dengan bahan bakar campuran antara bahan bakar diesel dan Ethanol (*dual fuel*) sudah banyak dilakukan. G. Venkata Subbaidah [1] melakukan penelitian

tentang campuran bahan bakar biodiesel (dedak padi) dengan ethanol terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang pada mesin diesel 4 langkah, *naturally aspirated*. Hasil eksperimen menunjukkan bahwa BTE (*Brake Thermal Efficiency*) di temukan pada campuran 30% ethanol dengan campuran bahan bakar *diesel-biodiesel-ethanol*.

M. Mofijur dkk [2] menyimpulkan bahwa penelitian-penelitian yang sudah dilakukan dengan penambahan Ethanol pada Biodiesel-Solar pada Mesin Diesel secara signifikan dapat mengurangi emisi gas pembuangan seperti HC, PM, NOx dan Asap, tetapi meningkatkan konsumsi bahan bakarnya. Penelitian lain yang dilakukan oleh B. Pbakaran [3], menyimpulkan bahwa *Brake Thermal Efficiency* (BTE) yang dihasilkan pada mesin yang berbahan bakar campuran Ethanol-Solar sama dengan bahan bakar solar murni. Terjadi pengurangan emisi gas buang CO dan HC pada beban yang tinggi dan peningkatan pada beban yang rendah. Dan juga peningkatan pelepasan panas maksimum serta tekanan maksimum untuk campuran pada beban yang tinggi. Disisi lain, terjadi pengurangan pelepasan panas maksimum serta tekanan maksimum untuk campuran pada beban yang rendah. Penelitian ini membuktikan bahwa campuran bahan bakar yang terbarukan dapat mengurangi ketergantungan pada bahan bakar fosil. Selanjutnya, terdapat penelitian yang dilakukan oleh Yanuandri Putrasari dkk [4]. Penelitian tersebut merupakan uji unjuk kerja dan analisa emisi pada Mesin Diesel 2 Silinder dengan bahan bakar Ethanol-Solar (*dual fuel*). Peneliti menggunakan solar E2.5%, E5%, E7,5% dan E10%, dengan pembebanan 0, 10, 20, 30, 40, 50 dan 60 Nm. Parameter yang dianalisa ialah daya, *Brake Spesific Fuel Consumption* (BSFC), *Brake Thermal Efficiency* (BTE), suhu gas pembuangan, dan suhu oli pelumas serta emisi gas buang CO, HC dan Asap. Dari penelitian dihasilkan kesimpulan bahwa dengan penambahan presentase Ethanol, daya mesin meningkat serta BSFC dan suhu gas buang menurun. Tetapi suhu oli pelumas meningkat seiring dengan penambahan Ethanol. Untuk emisi gas buang CO, HC dan Asap juga terjadi penurunan kadar. Perubahan

properties bahan bakar Dexlite-Ethanol *blend* berupa penurunan densitas, viskositas dan peningkatan nilai kalor tentunya akan memberikan efek negatif karena mengakibatkan kenaikan emisi NO_x pada rasio kompresi 19.5:1 seiring dengan penambahan jumlah E20, E30, dan E40 sebesar 10%, 12%, dan 40%.

Berdasarkan uraian diatas, penambahan Ethanol pada bahan bakar diesel (Solar ataupun Biosolar) ternyata dapat mengurangi kadar emisi gas buang CO, HC dan Asap, serta dapat meningkatkan daya mesin. Maka dari itu, penelitian ini akan menggunakan Ethanol sebagai campuran untuk bahan bakar diesel. Sedangkan bahan bakar diesel yang digunakan adalah Dexlite, bahan bakar yang diproduksi dan dipasarkan oleh PT. Pertamina di Indonesia. V. Gnanamoorthi dkk [1], menyimpulkan bahwa dengan perubahan properties bahan bakar Dexlite-Ethanol *blend* berupa penurunan densitas, viskositas dan peningkatan nilai kalor tentunya akan memberikan efek negatif karena mengakibatkan kenaikan emisi NO_x pada rasio kompresi 19.5:1 seiring dengan penambahan jumlah E20, E30, dan E40 sebesar 10%, 12%, dan 40%. Unjuk kerja mesin Diesel diharapkan mampu mendapatkan performa optimum dengan penambahan Ethanol serta mendapatkan hasil pengujian emisi gas buang yang ramah terhadap lingkungan. Sehingga untuk meminimalkan peningkatan NO_x akibat rasio kompresi dan properties bahan bakar, salah satu upaya yang dapat dilakukan adalah mencari rasio kompresi yang tepat.

1.2 Perumusan Masalah

Rasio kompresi yang tepat merupakan salah satu persyaratan utama dalam upaya mendapatkan pembakaran yang sempurna pada mesin diesel. Penelitian pengaruh rasio kompresi pada mesin diesel antara lain dilakukan oleh Avinash dkk [6] dan Raheman dkk [7] :

1. Alasan Avinash menaikkan rasio kompresi dimaksudkan untuk menyesuaikan bahan bakar yang memiliki *higher Latent heat of Vapourization*, *higher auto-ignition temperature*, dan *lower cetane number*, karena dengan properties bahan bakar tersebut diizinkan *engine* untuk menaikkan rasio kompresi sampai 23:1.

2. Alasan Raheman adalah dengan menaikkan rasio kompresi akan menaikkan efisiensi dari *engine*. Rata-rata dari brake thermal efisiensi meningkat dengan kenaikan rasio kompresi antara 18:1 – 20:1.

Menaikan rasio kompresi menurunkan periode tunda karena kenaikan rasio kompresi menaikkan temperature dan densitas. Analisa teori tersebut menunjukkan untuk motor diesel (CI) rasio kompresi dapat digunakan setinggi mungkin untuk mencapai periode tunda terpendek. Namun ada kerugian praktis sewaktu menggunakan rasio kompresi tinggi. Pada motor CI ruangan terkompresi sudah sedemikian kecil dan keharusan menyediakan ruang kerja lebih (*clearance*) diantara piston dan kepala silinder dan sekitar katub memaksa perancang membiarkan lapursan tipis atau kantung udara dimana bahan bakar tidak dapat mencapainya. Dengan rasio kompresi 16:1 saja, udara yang tidak terpakai sudah 20%. Dengan menaikkan rasio kompresi, udara yang tidak terpakai sangat mengurangi efisiensi volumetrik dan daya Kawano [10].

Dari latar belakang permasalahan tersebut di atas, maka yang menjadi permasalahan utama dalam penelitian ini adalah bagaimana pengaruh perubahan rasio kompresi pada mesin diesel berbahan bakar campuran Dexlite dan Ethanol terhadap unjuk kerja mesin meliputi daya, torsi, pemakaian bahan bakar spesifik, tekanan efektif rata-rata, efisiensi thermis dan emisi gas buang

1.3 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah pada penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Percobaan menggunakan mesin diesel satu silinder empat langkah, *Natural Aspirated*, dan *Direct Injection* Yanmar TF 55 R.
2. Bahan bakar yang digunakan adalah campuran Dexlite-Ethanol dengan emulgator *Span 80* dan *Tween 80*, dimana Dexlite adalah produksi PT. Pertamina Tbk dan Ethanol (*Non-hydrous 99,6*) serta *Span 80* dan *Tween 80* sebagai zat pengemulsi ethanol.

3. Penelitian tidak membahas mengenai reaksi kimia yang terjadi antara Dexlite, Ethanol dan emulgator *Span 80 dan Tween 80*.
4. Penelitian ini tidak membahas proses instansi pada variasi rasio kompresi.

1.4 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dari penelitian ini adalah:

1. Untuk mengetahui karakterisasi unjuk kerja dan emisi pada sistem *dual fuel* Dexlite-Ethanol pada mesin diesel stasioner dengan variasi rasio kompresi.
2. Untuk mengetahui pengaruh variasi presentase Ethanol pada bahan bakar Dexlite pada unjuk kerja dan emisi Sistem *dual fuel* Dexlite-Ethanol.

1.5 Manfaat Penelitian

Adapun manfaat dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Mampu menghasilkan teknologi yang dapat mengurangi konsumsi bahan bakar fosil dan ramah lingkungan.
2. Mendapatkan penerapan teknologi yang tepat guna meningkatkan performa mesin diesel *dual fuel* Dexlite-Ethanol.
3. Mampu mengembangkan pemikiran dalam penemuan-penemuan teknologi bahan bakar yang dapat diperbaharui untuk meningkatkan taraf hidup masyarakat.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Bahan Bakar

Bahan bakar adalah material dengan suatu jenis energi yang bisa diubah menjadi energi berguna lainnya. Bahan bakar dalam aplikasi mesin pembakaran memiliki 3 (tiga) jenis bentuk fisik atau wujudnya baik itu berupa padat, cair dan gas. Tapi untuk mesin pembakaran dalam, khususnya mesin diesel menggunakan 2 jenis bahan bakar yaitu cair dan gas. Walaupun bahan bakar padat seperti batu bara juga dapat digunakan, tapi sebelumnya akan diproses terlebih dahulu yang nantinya menjadi wujud gas.

2.1.1 Bahan Bakar Diesel

Mesin diesel merupakan sebuah mesin yang dirancang dengan menggunakan bahan bakar *fossil diesel* yang diperoleh dari proses destilasi pendidihan minyak mentah (*crude oil*) pada suhu 250 sampai 370 °C, Kawano [10]. Bahan bakar *fossil diesel* diklasifikasikan menjadi tiga macam, yaitu *fossil diesel-1D*, yaitu bahan bakar untuk daerah beriklim dingin, *fossil diesel-2D*, yaitu bahan bakar untuk mesin diesel otomotif dan putaran mesin tinggi (lebih dari 1200 rpm) serta *fossil diesel-4D*, yaitu bahan bakar untuk mesin diesel stasioner putaran rendah (kurang dari 500 rpm). Bahan bakar fossil diesel-2D dikenal dengan istilah HSD (*High Speed Diesel*). Sifat fisis bahan bakar perlu diperhatikan untuk menghindari kerusakan alat dan kerugian lainnya yang mungkin timbul akibat penggunaan bahan bakar tersebut. Selain itu sifat fisis juga berpengaruh pada kualitas penyalaan.

Properti bahan bakar adalah sifat atau karakter yang dimiliki oleh suatu bahan bakar yang terkait dengan kinerja bahan bakar tersebut dalam proses atomisasi dan pembakaran. Properti umum yang perlu diketahui untuk menilai kinerja bahan bakar mesin diesel antara lain:

a. *Density, Specific Gravity dan API Gravity*

Density didefinisikan sebagai perbandingan massa bahan bakar terhadap *volume* bahan bakar pada suhu acuan 15°C. Sedangkan *Specific Gravity (SG)* didefinisikan sebagai perbandingan berat dari sejumlah volume minyak bakar terhadap berat air untuk volume yang sama pada suhu tertentu densitas bahan bakar, relatif terhadap air. *Specific Gravity* dinyatakan dalam persamaan:

$$SG_{\text{terhadap air}} = \frac{\text{densitas}_{\text{bahan bakar}}}{\text{densitas}_{\text{air}}} \quad (2.1)$$

Sementara hubungan nilai *Specific Gravity* dengan *API Gravity* adalah sebagai berikut :

$$API \text{ Gravity} = \frac{141,5}{SG} - 131,5 \quad (2.2)$$

b. *Viskositas*

Viskositas atau kekentalan dari suatu cairan adalah salah satu sifat cairan yang menentukan besarnya perlawanan terhadap gaya geser. Viskositas terjadi terutama karena adanya interaksi antara molekul-molekul cairan. Viskositas merupakan sifat penting dalam penyimpanan dan penggunaan bahan bakar. Viskositas memengaruhi derajat pemanasan awal yang diperlukan untuk *handling*, penyimpanan dan atomisasi yang memuaskan dan jika viskositas terlalu tinggi maka akan menyulitkan dalam pemompaan dan sulit untuk diinjeksi sehingga atomisasi bahan bakar menjadi tidak optimal.

c. *Titik nyala bahan bakar*

Titik nyala suatu bahan bakar adalah suhu terendah dimana bahan bakar dapat menyala dengan sendirinya sehingga pada saat memasuki ruang bakar, bahan bakar dapat menimbulkan ledakan.

d. *Pour Point*

Pour point atau titik tuang suatu bahan bakar adalah suhu terendah dimana bahan bakar masih dapat mengalir karena gaya

gravitasi. Ini merupakan indikasi yang sangat kasar untuk suhu terendah dimana bahan bakar minyak siap untuk dipompakan.

e. *Shulpur Content*

Shulpur content atau kandungan belerang dalam bahan bakar diesel dari hasil penyulingan sangat tergantung pada asal minyak mentah yang akan diolah. Keberadaan belerang tidak diharapkan karena sifatnya merusak yaitu apabila oksida belerang bereaksi dengan air merupakan bahan yang korosif terhadap logam di ruang bakar. Selain itu menimbulkan polusi lingkungan akibat oksidasi belerang dengan oksigen selama proses pembakaran.

f. *Distillation atau Destilasi*

Karakteristik destilasi dari bahan bakar menunjukkan kemampuan bahan bakar berubah menjadi uap pada suhu tertentu.

g. *Cetane Number*

Cetane number atau angka setana merupakan bilangan yang menyatakan perlambatan penyalaan (*ignition delay*) dibandingkan dengan campuran volumetris *cetane* ($C_{16}H_{34}$) dan α -*methylnaphthalene* ($C_{10}H_7CH_3$) pada *CFR engine* pada kondisi yang sama.

h. *Calorific Value*

Calorific value atau nilai kalor merupakan suatu angka yang menyatakan jumlah panas atau kalori yang dihasilkan dari proses pembakaran sejumlah tertentu bahan bakar dengan udara atau oksigen. Nilai kalor dinyatakan dalam 2 ukuran besaran, yaitu nilai kalor atas, NKA (jika air hasil pembakaran dalam phase cair) dan nilai kalor bawah, NKB (jika air hasil pembakaran dalam phase uap). Besarnya nilai kalor atas diuji dengan *bomb calorimeter*, dan nilai kalor bawah dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$NKB = NKA - \left(\frac{m_{air}}{m_{sample}} \times LH \right) \quad (2.3)$$

i. *Carbon Residue*

Banyaknya deposit atau kerak pada dinding ruang bakar mengindikasikan tingginya kandungan *carbon residue* suatu bahan

bakar. *Carbon residue* atau residu karbon dalam ruang pembakaran dapat mengurangi kinerja mesin, karena pada suhu tinggi karbon ini dapat membara sehingga menaikkan suhu ruang bakar.

2.1.2 Bahan Bakar Dexlite

Dexlite adalah bahan bakar minyak terbaru dari PT. Pertamina Tbk untuk kendaraan bermesin diesel di Indonesia. Dexlite diluncurkan pada April 2016 sebagai varian baru bagi konsumen yang menginginkan BBM dengan kualitas di atas Solar dengan *Cetane Number* minimal 48, tetapi dengan harga yang lebih murah daripada Pertamina Dex dengan *Cetane Number* minimal 53. Peluncuran Dexlite ini diharapkan dapat mengurangi subsidi solar sebesar Rp 16 triliun yang lebih baik digunakan untuk sektor produktif seperti infrastruktur atau subsidi langsung kepada masyarakat Indonesia.

Spesifikasi Dexlite dapat dilihat pada tabel berikut:

Tabel 2. 1 Hasil Uji LEMIGAS: Dexlite

No	Parameter Uji	Unit	Hasil Uji	Batasan SNI M.Solar 48	
			DEXLITE	Min	Max
1	Angka Setane	-	56,7	48	-
2	Index Setane	-	51,1	45	-
3	Berat Jenis pada 15°C	Kg/m ³	845,7	815	670
4	Viskositas pada 40°C	Mm ² /s	2,92	2	4,5
5	Kandungan Sulfur	% m/m	0,078	-	0,3
6	Distilasi T90	°C	344,0	-	370
7	Titik Nyala	°C	65	52	-
8	Titik Tuang	°C	-3	-	18

9	Residu Karbon	% m/m	Nihil	-	0,1
10	Kandungan Air	Mm/kg	159,63	-	500
11	Kandungan FAME	% v/v	20	-	20
12	Korosi Bilah Tembaga	Merit	1a	Kelas 1	
13	Kandungan Abu	% m/m	0,001	-	0,01
14	Kandungan Sedimen	% m/m	Nihil	-	0,01
15	Bilangan Asam Kuat	Mg KOH/g	0	-	0
16	Bilangan Asam Total	Mg KOH/g	0,1	-	0,6
17	Penampilan Visual	-	Jernih dan terang	Jernih dan terang	
18	Warna	No.ASTM	1,1	-	3,0
19	Lubrisifikasi (HFRR)	Micron	236	-	460
20	Stabilitas Oksidasi - Metode Rancimat	Jam	>48	35	-

2.1.3 Bahan Bakar Etanol

Ethanol termasuk dalam rantai tunggal, dengan rumus kimia C_2H_5OH dan rumus empiris C_2H_6O . Ethanol sering disingkat menjadi EtOH, dimana “Et” merupakan singkatan dari gugus etil (C_2H_5). Ethanol dibuat dari proses fermentasi. Ethanol merupakan cairan tak berwarna, memiliki aroma yang khas dan mudah larut dengan air. Pada tahun 1990 ethanol sudah mulai digunakan sebagai bahan bakar untuk kendaraan karena selain mempunyai karakteristik yang hampir sama dengan bensin ethanol juga ramah lingkungan. Ethanol memiliki *Research Octan Number* 98-100 14

dengan AFR stokiometri 9,0. Ethanol memang memiliki angka oktan yang lebih tinggi dibanding bensin, akan tetapi nilai kalornya lebih rendah dari bensin dan solar, dimana nilai kalor atas (HHV) Ethanol (99,6%) menurut Shelley Minteer (2006) berada pada harga 29.710 kJ/kg, sedangkan untuk nilai kalor bawahnya adalah 26.750 kJ/kg. Penggunaan ethanol sebagai bahan bakar belum seratus persen hal ini disebabkan karena sifat ethanol yang mudah larut dengan air menimbulkan sifat korosif terhadap material komponen mesin. Berikut adalah tabel perbandingan sifat-sifat bahan bakar solar dan etanol.

Tabel 2. 2 Perbandingan Spesifikasi Solar dan Etanol

Properties of diesel fuel and ethanol	Diesel	Ethanol
Density 20°C, kg/m ³	837	788
Cetane number	50	5-8
Kinematic viscosity at 40°C, mm ² /s	2.6	1.2
Surface tension at 20°C, N/m	0.023	0.015
Lower heating value, MJ/kg	43	26,8
Specific heat capacity, J/kg°C	1,850	2,100
Boiling point	180-360	78
Oxygen, % weight	0	34,8
Latent heat of evaporation, kJ/kg	250	840
Bulk modulus of elasticity, bar	16,000	13,200
Stoichiometric air-fuel ratio	15.0	9.0
Molecular weight	170	46

2.1.4 Pencampuran Bahan Bakar

Untuk memcampur etanol dengan minyak diesel. Ada dua cara dalam memblending yaitu *emulsion* dan *solution technique*. *Solution technique* dibagi menjadi 2 yaitu mencampur minyak

dengan minyak yang memiliki karakteristik yang hampir sama contohnya bensin dengan etanol atau solar dengan biodiesel dapat dilarutkan secara langsung tanpa separasi. Sedangkan bahan bakar yang karakteristiknya sangat berbeda dilakukan dengan cara memanaskan campuran bahan bakar. Kedua bahan bakar dapat larut tanpa separasi apabila temperatur dipanaskan hingga 50°C. ,Zuhdi dkk [5].

Emulsi adalah campuran antara partikel-partikel suatu zat cair (fase terdispersi) dengan zat cair lainnya (fase pendispersi). Dalam Rini [6], menjelaskan bahwa emulsi dibagi menjadi 2 yaitu emulsi permanen dan emulsi tidak permanen. Emulsi tidak permanen adalah pengemulsian suatu zat cair dalam jangka waktu tertentu akan terjadi separasi sedangkan emulsi permanen adalah pengemulsian suatu zat cair yang tidak akan mengalami separasi. Dalam pembuatan suatu emulsi, pemilihan emulgator merupakan faktor yang penting untuk diperhatikan karena mutu dan kestabilan suatu emulsi banyak dipengaruhi oleh emulgator yang digunakan. Salah satu emulgator yang aktif permukaan atau lebih dikenal dengan surfaktan.

Emulsi merupakan suatu sistem yang tidak stabil. Untuk itu kita memerlukan suatu zat penstabil yang disebut zat pengemulsi atau emulgator. Tanpa adanya emulgator, maka emulsi akan segera pecah dan terpisah menjadi fase terdispersi dan medium pendispersinya, yang ringan terapung di atas yang berat. Adanya penambahan emulgator dapat menstabilkan suatu emulsi karena emulgator menurunkan tegangan permukaan secara bertahap. Adanya penurunan tegangan permukaan secara bertahap akan menurunkan energi bebas yang diperlukan untuk pembentukan emulsi menjadi semakin minimal. Artinya emulsi akan menjadi stabil bila dilakukan penambahan emulgator yang berfungsi untuk menurunkan energi bebas pembentukan emulsi semaksimal mungkin. Semakin rendah energi bebas pembentukan emulsi maka emulsi akan semakin mudah terbentuk. Tegangan permukaan menurun karena terjadi adsorpsi oleh emulgator pada permukaan cairan dengan bagian ujung yang polar berada di air dan ujung

hidrokarbon pada minyak. Daya kerja emulgator disebabkan oleh bentuk molekulnya yang dapat terikat baik dalam minyak maupun dalam air. Bila emulgator tersebut lebih terikat pada air atau larut dalam zat yang polar maka akan lebih mudah terjadi emulsi minyak dalam air (M/A), dan sebaliknya bila emulgator lebih larut dalam zat yang non-polar, seperti minyak, maka akan terjadi emulsi air dalam minyak (A/M). Emulgator membungkus butir-butir cairan terdispersi dengan suatu lapisan tipis, sehingga butir-butir tersebut tidak dapat bergabung membentuk fase kontinyu. Bagian molekul emulgator yang non-polar larut dalam lapisan luar butir-butir lemak sedangkan bagian yang polar menghadap ke pelarut air.

2.2 Teori Pembakaran

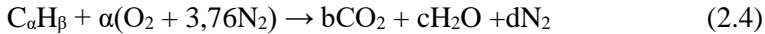
Pembakaran merupakan oksidasi cepat bahan bakar disertai dengan produksi panas dan cahaya. Bahan bakar akan terbakar sempurna hanya jika ada pasokan oksigen (O_2) yang cukup. Jumlah oksigen mencapai 20,9% dari udara, dan sebanyak hampir 79% merupakan nitrogen (N_2) dan sisanya adalah elemen lain.

Nitrogen sendiri mempunyai fungsi sebagai pengencer yang menurunkan suhu yang harus ada untuk mencapai oksigen yang dibutuhkan dalam pembakaran. Nitrogen mengurangi efisiensi pembakaran dengan cara menyerap panas dari pembakaran bahan bakar dan mengencerkan gas buang. Nitrogen dapat bergabung dengan oksigen terutama pada suhu nyala yang tinggi untuk menghasilkan oksida nitrogen (NO_x) yang merupakan pencemar udara yang beracun. Pada kondisi tertentu, karbon juga dapat bergabung dengan oksigen membentuk karbon monoksida, dengan melepaskan sejumlah kecil panas (2,430 kkal/kg karbon). Karbon terbakar yang membentuk CO_2 akan menghasilkan lebih banyak panas per satuan bahan bakar daripada bila menghasilkan CO atau asap.

2.2.1 Perhitungan Stoikometri Kebutuhan Udara

Jika ketersediaan oksigen untuk reaksi oksidasi mencukupi, maka bahan bakar hidrokarbon akan dioksidasi secara menyeluruh,

yaitu karbon dioksidasi menjadi karbon dioksida (CO_2) dan hidrogen dioksidasi menjadi uap air (H_2O). Pembakaran yang demikian disebut sebagai pembakaran stoikiometri dan selengkapnya persamaan reaksi kimia untuk pembakaran stoikiometri dari suatu bahan bakar hidrokarbon ($\text{C}_\alpha\text{H}_\beta$) dengan udara dituliskan sebagai berikut :

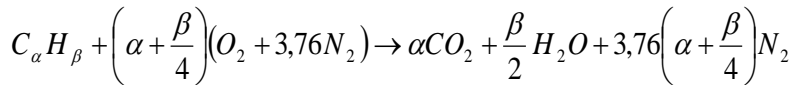


Kesetimbangan C : $\alpha = b$ Kesetimbangan H : $\beta = 2c \rightarrow c = \beta/2$

Kesetimbangan O : $2a = 2b + c \rightarrow a = b + c/2 \rightarrow a = \alpha + \beta/4$

Kesetimbangan N : $2(3,76)a = 2d \rightarrow d = 3,76a \rightarrow d = 3,76(\alpha + \beta/4)$

Substitusi persamaan-persamaan kesetimbangan di atas ke dalam persamaan reaksi pembakaran $\text{C}_\alpha\text{H}_\beta$ menghasilkan persamaan sebagai berikut :



Jumlah oksigen yang dibutuhkan untuk mendapatkan pembakaran stoikiometri adalah :

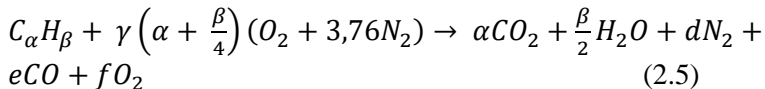
$$m_{\text{O}_2} = \frac{m_{\text{atom O}_2}}{m_{\text{mol C}_\alpha\text{H}_\beta}} \times \text{persentase C}_\alpha\text{H}_\beta \text{ (kg/kg bahan bakar)}$$

Stoikiometri massa yang didasarkan pada rasio udara dan bahan bakar (*air fuel ratio*) untuk bahan bakar hidrokarbon ($\text{C}_\alpha\text{H}_\beta$) adalah sebagai berikut :

$$\left(\frac{A}{F}\right)_s = \frac{m_{\text{air}}}{m_{\text{fuel}}} = \frac{\left(\sum n_i \bar{M}_i\right)_{\text{air}}}{\left(\sum n_i \bar{M}_i\right)_{\text{fuel}}} = \frac{\left(\alpha + \frac{\beta}{4}\right)\bar{M}_{\text{O}_2} + 3,76\left(\alpha + \frac{\beta}{4}\right)\bar{M}_{\text{N}_2}}{\alpha\bar{M}_C + \beta\bar{M}_H}$$

2.2.2 Pembakaran Non-Stoikiometri

Dalam aplikasinya, mekanisme pembakaran dituntut dapat berlangsung secara cepat sehingga sistem-sistem pembakaran dirancang dengan kondisi udara berlebih [9]. Hal ini dimaksudkan untuk mengantisipasi kekurangan udara akibat tidak sempurnanya proses pencampuran antara udara dan bahan bakar. Pembakaran yang demikian disebut sebagai pembakaran non stoikiometri dan selengkapnya persamaan reaksi kimia untuk pembakaran non stoikiometri dari suatu bahan bakar hidrokarbon ($C_\alpha H_\beta$) dengan udara dituliskan sebagai berikut :



- a. Pembakaran dengan komposisi campuran stoikiometri
Pada proses ini terjadi perpindahan panas yang maksimum dengan kehilangan panas yang minimum. Hasil pembakaran berupa CO_2 , uap air, dan N_2 .
- b. Pembakaran dengan komposisi campuran miskin
Pada proses ini terjadi perpindahan panas yang maksimum tetapi diikuti dengan bertambahnya kehilangan panas karena udara berlebih. Hasil pembakaran berupa CO_2 , uap air, O_2 dan N_2 .
- c. Pembakaran dengan komposisi campuran kaya
Pada proses ini terjadi perpindahan panas yang kurang maksimum karena ada bahan bakar yang belum terbakar. Hasil pembakaran berupa HC, CO, CO_2 , H_2O , dan N_2 . Sedangkan fraksi karbon terbentuk dari reaksi sekunder antara CO dan H_2O .

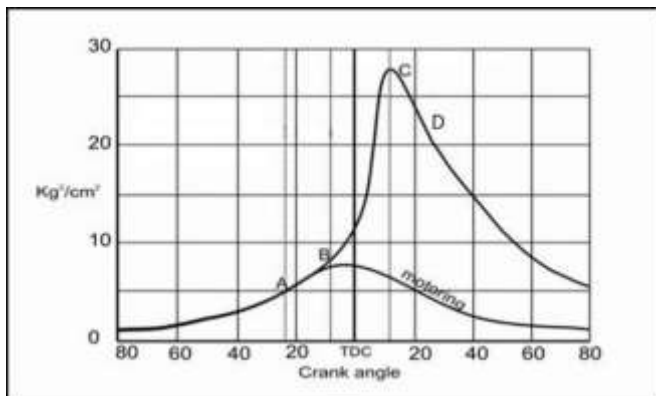
2.3 Dasar Teori Mesin Diesel

Motor diesel bekerja dengan menghisap udara luar murni, kemudian dikompresikan sehingga mencapai tekanan dan temperature yang tinggi. Sesaat sebelum mencapai TMA, bahan bakar diinjeksikan dengan tekanan yang sangat tinggi dalam

bentuk butiran-butiran halus dan lembut. Kemudian butiran-butiran lembut bahan bakar tersebut bercampur dengan udara bertemperatur tinggi dalam ruang bakar dan menghasilkan pembakaran.

2.3.1 Tahapan Pembakaran Pada Mesin Diesel

Untuk terjadinya pembakaran pada ruang bakar, ada beberapa syarat yang harus dipenuhi, antara lain : adanya campuran yang dapat terbakar, adanya sesuatu yang menyulut terjadinya pembakaran, stabilisasi dan propagasi dari api dalam ruang bakar. Proses pembakaran pada motor diesel memiliki beberapa tahapan yang digambarkan dalam diagram P- θ seperti pada gambar 2.2. Tahapan pembakarannya yaitu :



Gambar 2. 1 Tahapan pembakaran pada mesin diesel

a. Tahap Pertama

Tahap ini disebut juga *Ignition Delay Period* yaitu area dalam rentang A-B pada Gambar 2.2. Tahapan ini merupakan periode atau rentang waktu yang dibutuhkan bahan bakar ketika saat pertama kali bahan bakar diinjeksikan (titik A) hingga saat pertamakali muncul nyala pembakaran (titik B). Artinya, selama periode tersebut tidak terjadi proses pembakaran. Panjangnya periode ini biasanya dipengaruhi oleh properties yang dimiliki

bahan bakar yaitu temperatur terbakar sendiri bahan bakar, tekanan injeksi atau ukuran droplet, sudut awal injeksi, rasio kompresi, temperatur udara masuk, temperatur cairan pendingin, temperature bahan bakar, tekanan udara masuk (*supercharge*), kecepatan/putaran mesin diesel, rasio udara-bahan bakar, ukuran mesin, jenis ruang bakar.

b. Tahap kedua

Pada tahap ini terjadi apa yang disebut *Rapid or Uncontrolled Combustion* yang maksudnya adalah periode awal pembakaran hingga *flame* mulai berkembang yang diindikasikan oleh area B-C pada Gambar 2.2. Bahan bakar berupa droplet-droplet di selubungi oleh udara bertemperatur tinggi, sehingga panas yang diterima akan menguapkan droplet-droplet bahan bakar tersebut. Bagian terluar droplet-droplet tersebut yang lebih dulu menerima panas dan menguap kemudian terbakar. Panas yang ditimbulkan oleh pembakaran tersebut naik sangat drastis dan memicu proses yang sama pada bagian lain yang belum terbakar dengan cepat dan tidak beraturan. Proses ini menyebabkan kenaikan tekanan yang sangat besar.

c. Tahap ketiga

Pada tahap ini terjadi apa yang disebut *Controlled Combustion* seperti diindikasikan oleh area C-D pada Gambar 2.2, dimana bahan bakar segera terbakar setelah diinjeksikan. Hal ini disebabkan nyala pembakaran yang terjadi pada periode sebelumnya bergerak bersama menuju droplet-droplet yang baru diinjeksikan. Pembakaran dapat dikontrol dengan sejumlah bahan bakar yang diinjeksikan pada periode ini. Periode ini berakhir setelah injektor berhenti menginjeksikan bahan bakar ke ruang bakar.

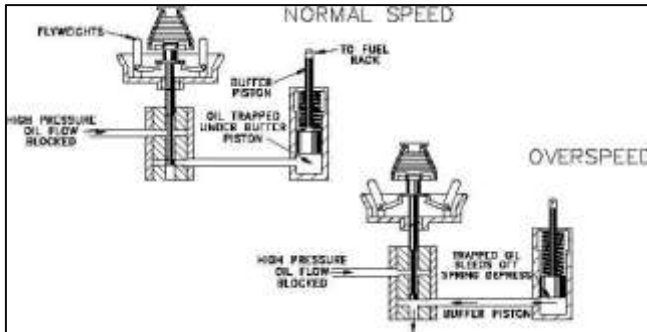
d. Tahap keempat

Meskipun pada tahap ketiga telah selesai proses injeksi bahan bakar, kenyataannya masih ada bahan bakar yang belum terbakar seluruhnya. Dalam hal ini nyala pembakaran terus berkembang membakar bahan bakar yang tersisa pada ruang bakar. Periode ini disebut juga *after burning* yang diindikasikan oleh area setelah titik

D pada Gambar 2.2. Apabila kenyataannya masih ada bahan bakar yang belum terbakar sementara piston telah bergerak dari Titik Mati Bawah (TMB) ke Titik Mati Atas (TMA) untuk melakukan langkah buang, maka sisa-sisa bahan bakar tersebut akan ikut keluar bersama gas buang sebagai *unburnt fuel*.

2.3.2 Sistem Pengaturan Bahan Bakar

Pada mesin diesel pengaturan jumlah bahan bakar dilakukan oleh *governor*. Sistem pengendalian dengan *governor* digunakan baik pada mesin stasioner maupun mesin otomotif seperti pada mobil dan traktor. Pada mesin modern seperti saat ini mekanisme *governor* umumnya menggunakan mekanisme mekanis-hidrolik (*woodward governor*), walaupun terdapat juga versi *governor* elektrik. Gambar 2.2 menunjukkan cara kerja *governor* yang menggunakan mekanisme mekanis-hidrolik dalam pengendalian putaran mesin yang berlebihan pada mesin diesel. Dalam hal ini, *governor* mengendalikan posisi tuas pengontrol bahan bakar yang dikombinasikan dengan aksi dari *piston* hidrolik dan gerakan bandul berputar. Posisi dari bandul ditentukan oleh kecepatan putaran dari mesin, jika putaran mesin naik atau turun maka bandul berputar mekar atau menguncup. Gerakan dari bandul ini, karena perubahan putaran mesin, akan menggerakkan *piston* kecil (*pilot valve*) pada sistem hidroliknya. Gerakan ini mengatur aliran cairan hidrolik ke *piston* hidrolik (*piston motor servo*). *Piston motor servo* dihubungkan dengan tuas pengatur bahan bakar (*fuel rack*) dan gerakannya akan menyebabkan penambahan atau pengurangan jatah bahan bakar yang di-*supply*.



Gambar 2. 2 Skema kerja governor mekanis-hidroaulis

Ada empat tipe pengontrolan mesin menggunakan *governor*:

1. Pertama, jika hanya satu kecepatan yang dikontrol maka digunakan tipe *governor* kecepatan tetap atau *constant-speed type governor*.
2. Kedua, jika putaran mesin dapat dikendalikan beberapa tingkat secara manual melalui pengaturan dengan alat bantu, maka disebut tipe *governor* kecepatan variabel atau *variable-speed type governor*.
3. Tipe ketiga ini adalah pengontrolan agar putaran mesin dapat dipertahankan di atas batas minimum atau di bawah batas maksimum, dan disebut *governor* pembatas kecepatan atau *speed limiting type governor*.
4. Tipe pengontrolan keempat adalah tipe *governor* yang digunakan untuk membatasi beban mesin, dan disebut tipe *governor* pembatas beban atau *load-limiting type governor*.

2.3.3 Unjuk Kerja Mesin Diesel

Karakteristik operasi dan unjuk kerja dari mesin diesel biasanya berhubungan dengan:

1. Daya

Daya mesin merupakan daya yang diberikan untuk mengatasi beban yang diberikan. Untuk pengukuran diberikan beban lampu dengan daya 200 watt – 2000 watt. Daya yang dihasilkan pada mesin diesel yang dikopel dengan generator listrik dapat dihitung

berdasarkan beban pada generator listrik dan dinyatakan sebagai daya efektif pada generator (Ne). Hubungan tersebut dinyatakan dengan rumus:

$$Ne = \frac{V \times I \times \cos\phi}{\eta_{generator} \times \eta_{transmisi}} (Watt) \quad (2.9)$$

Dimana :

- Ne : Daya mesin (W)
- V : Tegangan listrik (Volt)
- I : Arus listrik (Ampere)
- η_{gen} : Effisiensi mekanisme generator (0,9)[9]
- η_{trsm} : Effisiensi transmisi (0,95)[9]
- $\cos \theta$: Faktor daya listrik ($\cos \phi = 1$)

2. Torsi

Torsi merupakan ukuran kemampuan mesin untuk menghasilkan kerja. Torsi adalah hasil pembagian daya dalam satu menit dengan putaran mesin (rpm) sehingga memiliki satuan Nm (SI) atau *ft.lb* (British). Dalam prakteknya, torsi dari mesin berguna untuk mengatasi hambatan sewaktu berkendara, ataupun terperosok. Momen torsi dihitung dengan persamaan seperti berikut:

$$Mt = \frac{60 \times Ne}{n} (N.m) \quad (2.10)$$

Dimana:

- Mt : Torsi ($N.m$)
- Ne : Daya (W)
- n : Putaran mesin (rev/min)

Dari persamaan tersebut, torsi sebanding dengan daya yang diberikan dan berbanding terbalik dengan putaran mesin. Semakin besar daya yang diberikan mesin, maka torsi yang dihasilkan akan

mempunyai kecenderungan untuk semakin besar. Semakin besar putaran mesin, maka torsi yang dihasilkan akan semakin kecil.

3. Brake Tekanan Efektif Rata-Rata (*b MEP*)

Proses pembakaran campuran udara-bahan bakar menghasilkan tekanan yang bekerja pada piston sehingga melakukan langkah kerja. Besarnya tekanan ini berubah-ubah sepanjang langkah piston tersebut. Bila diambil tekanan yang berharga konstan yang bekerja pada piston dan menghasilkan kerja yang sama, maka tekanan tersebut dikatakan sebagai kerja per siklus per volume langkah piston. Tekanan efektif rata-rata teoritis yang bekerja sepanjang volume langkah piston sehingga menghasilkan daya yang besarnya sama dengan daya efektif.

Perumusan *b MEP* adalah :

$$b MEP = \frac{NexZx60}{A x l x n x i} (N/m^2) \quad (2.11)$$

Dimana:

- Ne* : Daya poros mesin (Watt)
- A* : Luas penampang piston (m²)
- l* : Panjang langkah piston (m)
- i* : Jumlah silinder
- n* : putaran mesin diesel (rpm)
- z* : 1 (mesin 2 langkah) atau 2 (mesin 4 langkah)

4. *Specific Fuel Consumption (SFC)*

Specific fuel consumption (Sfc) adalah jumlah bahan bakar yang dipakai mesin untuk menghasilkan daya efektif 1 (satu) *hp* selama 1 (satu) jam. Apabila dalam pengujian diperoleh data mengenai penggunaan bahan bakar *m* (kg) dalam waktu *s* (detik) dan daya yang dihasilkan sebesar *bhp* (*HP*) maka pemakaian bahan bakar perjam *m_{bb}* adalah :

$$\dot{m}_{bb} = \frac{m_{bb}}{s} (kg) \quad (2.12)$$

Sedangkan besarnya pemakaian bahan bakar spesifik adalah :

$$sfc = 3600 \frac{\dot{m}_{bb}}{Ne} \left(\frac{kg}{kW.jam} \right) \quad (2.13)$$

5. Efisiensi Thermal (η_{th})

Efisiensi termal adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas yang tersimpan dalam bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh mesin pembakaran dalam. Secara teoritis dituliskan dalam persamaan :

$$\eta_{th} = \frac{\text{Daya efektif yang dihasilkan}}{\dot{m} \text{ bahan bakar} \times \text{LHV bahan bakar}} \times 100\% \quad (2.13)$$

Untuk sistem *single fuel* dapat ditulis :

$$\eta_{th \text{ single fuel}} = \left(\frac{Ne}{(\dot{m}_{biodiesel} Q_{biodiesel})} \right) \times 100\% \quad (2.14)$$

Dimana Q adalah nilai kalor bawah (*Lower Heating Value, LHV*) atau panas pembakaran bawah bahan bakar [Kcal/kg bahan bakar]. Nilai kalor adalah jumlah energi panas maksimum yang dibebaskan oleh suatu bahan bakar melalui reaksi pembakaran sempurna per satuan massa atau volume bahan bakar. LHV dapat dinyatakan dengan rumus empiris (bahan bakar solar) sebagai berikut:

$$\text{LHV} = [16280 + 60(\text{API})] \text{ Btu/lb} \quad (2.15)$$

dimana:

$$1 \text{ Btu/lb} = 2,326 \text{ kJ/kg}$$

$$1 \text{ kJ/kg} = \left[\frac{1}{4187} \right] \text{ kkal/kg}$$

API Gravity adalah suatu pernyataan yang menyatakan densitas dari suatu material. *API Gravity* diukur pada temperatur minyak

bumi 60°F. Harga *API Gravity* dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

$$API = \frac{141,5}{\text{Specific Gravity pada } 60^{\circ}\text{F}} - 131,5 \quad (2.16)$$

Dimana *specific gravity* untuk bahan bakar mesin diesel adalah 0,84.

2.4 Emisi Gas Buang Mesin Diesel

Bahan pencemar (Polutan) yang berasal dari gas buang dapat diklasifikasikan menjadi beberapa kategori sebagai berikut:

1. Sumber Polutan dibedakan menjadi Polutan primer dan sekunder. Polutan primer seperti nitrogen oksida (NO_x) dan hidro-karbon (HC) langsung dibuang ke udara bebas dan mempertahankan bentuknya seperti pada saat pembuangan. Polutan sekunder seperti ozon (O₃) dan peroksiasetil nitrat (PAN) adalah Polutan yang terbentuk di atmosfer melalui reaksi fotokimia atau oksidasi.
2. Komposisi Kimia, Polutan dibedakan menjadi organik dan inorganik. Polutan organik mengandung karbon dan *hydrogen*, juga beberapa elemen seperti oksigen, nitrogen, sulfur atau fosfor. Contohnya hidrokarbon, alkohol, ester dan lain-lain. Polutan inorganik seperti karbon monoksida (CO), karbonat, nitrogen oksida, ozon dan lain-lain.
3. Bahan penyusun, Polutan dibedakan menjadi partikulat atau gas. Partikulat dibagi menjadi padatan, dan cairan seperti debu, asap, abu, kabut dan spray. Partikulat dapat bertahan di atmosfer sedangkan Polutan berupa gas tidak bertahan di atmosfer dan bercampur dengan udara bebas.

2.4.1 Partikulat

Polutan partikulat yang berasal dari kendaraan bermotor umumnya merupakan fasa padat yang terdispersi dalam udara dan magnetik asap. Fasa padatan tersebut berasal dari pembakaran tak sempurna bahan bakar dengan udara sehingga terjadi tingkat ketebalan asap yang tinggi. Selain itu Partikulat juga mengandung timbal yang merupakan bahan aditif untuk meningkatkan kinerja pembakaran bahan bakar pada mesin kendaraan. Apabila butir-butir bahan bakar yang terjadi pada penyemprotan ke dalam silinder motor terlalu besar atau apabila butir-butir berkumpul menjadi satu maka akan terjadi dekomposisi yang menyebabkan terbentuknya karbon-karbon padat atau angus. Hal ini disebabkan karena pemanasan udara yang bertemperatur tinggi tetapi penguapan dan pencampuran bahan bakar dengan udara yang ada didalam silinder tidak dapat berlangsung sempurna terutama pada saat-saat dimana terlalu banyak bahan bakar disemprotkan yaitu pada waktu daya motor akan diperbesar misalnya untuk akselerasi maka terjadinya angus itu tidak dapat dihindarkan. Jika angus yang terjadi itu terlalu banyak maka gas buang yang keluar dari gas buang motor akan berwarna hitam.

2.4.2 UHC (*Unburned Hidrocarbon*)

Hidrokarbon yang tidak terbakar dapat terbentuk tidak hanya karena campuran udara bahan bakar yang gemuk, tetapi bisa saja pada campuran kurus bila suhu pembakarannya rendah dan lambat serta bagian dari dinding ruang pembakarannya yang dingin dan agak besar. Motor memancarkan banyak hidrokarbon jika baru saja dihidupkan atau berputar bebas atau pemanasan. Pemanasan dari udara yang masuk dengan menggunakan gas buang meningkatkan penguapan dari bahan bakar dan mencegah pemancaran hidrokarbon. Jumlah hidrokarbon tertentu selalu ada dalam penguapan bahan bakar ditangki bahan bakar dan dari kebocoran gas yang melalui celah antara silinder dari torak masuk kedalam poros engkol yang disebut dengan *blow by gasses* (gas lalu). Pembakaran tak sempurna pada kendaraan juga akan menghasilkan gas buang yang mengandung hidrokarbon. Hal ini pada motor

diesel terutama disebabkan oleh campuran lokal udara bahan bakar tidak dapat mencapai batas mampu bakar.

2.4.3 Carbon Monoksida (CO)

Karbon dan oksigen dapat bergabung membentuk senyawa karbon monoksida (CO) sebagai hasil pembakaran yang tidak sempurna dan karbon dioksida (CO₂) sebagai hasil pembakaran sempurna. Karbon monoksida merupakan senyawa yang tidak berbau, tidak berasa dan pada suhu udara normal berbentuk gas yang tidak berwarna. Gas ini akan dihasilkan bila karbon yang terdapat dalam bahan bakar (kira-kira 85% dari berat dan sisanya hidrogen) terbakar tidak sempurna karena kekurangan oksigen. Hal ini terjadi bila campuran udara bahan bakar lebih gemuk daripada campuran stoikiometris dan terjadi selama idling pada beban rendah atau pada output maksimum. Karbon monoksida tidak dapat dihilangkan jika campuran udara bahan bakar gemuk, bila campuran kurus karbon monoksida tidak terbentuk.

2.4.4 Nitrogen Oksida (NO_x)

Senyawa nitrogen oksida yang sering menjadi pokok pembahasan dalam masalah polusi udara adalah NO dan NO₂. Kedua senyawa ini terbuang langsung ke udara bebas dari hasil pembakaran bahan bakar. Nitrogen monoksida (NO) merupakan gas berwarna coklat kemerahan dan berbau tajam. Gas NO merupakan gas yang berbahaya karena mengganggu syaraf pusat. Gas NO terjadi karena adanya reaksi antara ion – ion N₂ dan O₂

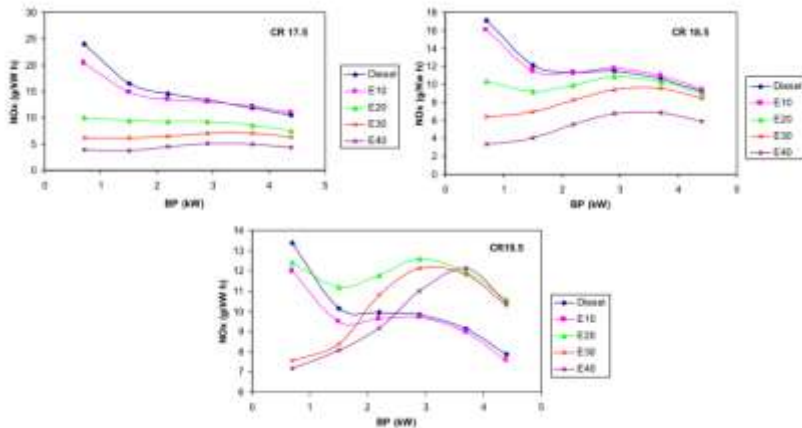
2.5 Penelitian Terdahulu

2.5.1 Penelitian oleh V. Gnanamoorthi

V. Gnanamoorthi [1] melakukan penelitian pengaruh rasio kompresi terhadap unjuk kerja, pembakaran dan karakteristik dari emisi sebuah mesin diesel satu silinder *direct injection, naturally aspirated*. Rasio kompresi yang di gunakan adalah 17,5:1, 18,5:1, dan 19,5:1 dengan mengubah mangkuk piston pada langkah piston

yang sama. Pengujian di lakukan dengan campuran bahan bakar diesel-ethanol (E0, E10, E20, E30 dan E40). Untuk menjaga homogenitas dan mencegah separasi, 1% of *ethyl Acetate* plus 1% *diethyl carbonate* di campurkan kedalam campuran.

Gambar 2. 3 Grafik NO_x vs BP (kW)

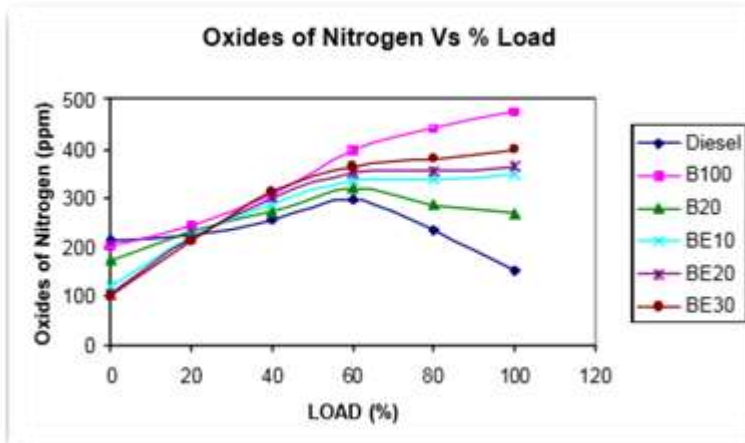


Dari **gambar 2.3** dapat disimpulkan BTE (*Brake Thermal Efficiency*) di temukan meningkat pada beban paling tinggi dengan kadar ethanol paling banyak dan rasio kompresi paling tinggi. Pengikatan pada rasio kompresi dan bahan bakar campuran ethanol meningkatkan pembakaran dan unjuk kerja mesin. Selanjutnya terjadi penurunan secara signifikan terhadap penurunan kadar *hydrocarbon* (HC), *Carbon monoxide* (CO) dan asap pada emisi dan juga peningkatan kadar Nitrogen oksida (NO_x).

2.5.2 Penelitian oleh G. Venkata Subbaidah, dkk

G. Venkata Subbaidah [4] melakukan penelitian tentang campuran bahan bakar biodiesel (dedak padi) dengan ethanol terhadap unjuk kerja dan emisi gas buang pada mesin diesel 4 Langkah, *naturally aspirated*. Hasil eksperimen menunjukan bahwa

BTE (*Brake Thermal Efficiency*) di temukan pada campuran 30% ethanol dengan campuran bahan bakar *diesel-biodiesel-ethanol*.



Gambar 2. 4 Grafik NOx vs BP (kW)

Temperatur dan suara dari asap mengalami penurunan seiring dengan kenaikan terhadap prosentase ethanol pada campuran bahan bakar *diesel-biodiesel-ethanol*. Nilai minimum dari karbon dioksida, asap, temperatur udara, dan suara dari mesin pada campuran bahan bakar *diesel-biodiesel-ethanol* BE30 adalah 41.23%, 14.5%, 0.57% dan 11.53% lebih rendah dibandingkan dengan bahan bakar solar.

BAB III

METODOLOGI

3.1 Metode Penelitian

Pengujian dilakukan secara ekperimental pada diesel *engine constant speed*. Pengujian dilakukan pada mesin sebagai alat uji dengan poros utama yang telah terkopel langsung dengan *electrical generator* sebagai *electrical dynamometer*. Pengujian dilakukan di Workshop Lab TPBB Gedung Teknik Mesin ITS.

3.2 Alat Uji

Alat uji yang akan digunakan dalam penelitian ini antara lain sebagai berikut:

1. Mesin diesel dengan spesifikasi:

- Merk : Yanmar
- Model : TF 55 R
- Kerja mesin : 4 langkah, pendingin air
- Sistem pembakaran : *direct injection*
- Jumlah silinder : 1 silinder
- Saat pengabutan : 17° sebelum TMA
- Diameter x panjang langkah : 75 x 80 (mm)
- Volume silider : 353 (cc)
- Daya kontinu : 4,5/2200 (hp/rpm)
- Daya maksimum : 5,5/2200 (hp/rpm)
- Perbandingan kompresi : 17,9 : 1
- Pompa bahan bakar : Tipe Bosch
- Tekanan injektor : 200 kg/cm²
- Sistem pelumasan : pelumas paksa
- Kapasitas minyak pelumas : 1,8 liter
- Kapasitas tangki bahan bakar : 7,1 liter
- Jenis minyak pelumas : SAE 40 kelas CC atau CD
- Sistem pendingin : Radiator

Dimensi mesin

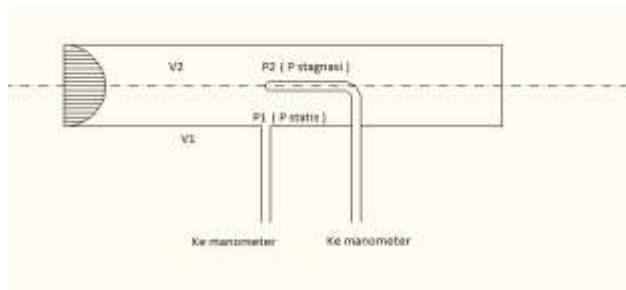
- Panjang : 607,5 (mm)
 - Lebar : 311,5 (mm)
 - Tinggi : 469,0 (mm)
2. Generator listrik/*electrical dynamometer* dengan spesifikasi:
- Merk : Noqiwa
 - Model : ST-3
 - Frekuensi (Hz) : 50
 - RPM : 1500
 - *Voltage* (V) : 220
 - *Phase* : 1
 - Base (kW) : 3
 - Ev Volt (V) : 42
 - Ex Curr (A) : 2
3. Beban Listrik.

Beban lampu terdiri atas lampu pijar sebanyak 10 buah dengan konsumsi daya masing-masing lampu sebesar 200 Watt. Lampu-lampu tersebut disusun secara paralel dengan masing-masing lampu dilengkapi dengan tombol stop/kontak untuk pengaturan beban bahan bakar yang akan diuji (Dexlite-Etanol dengan Emulsi).

3.3 Alat Ukur

Adapun alat ukur yang digunakan dalam pengambilan data percobaan adalah sebagai berikut:

1. Pipet volumetrik
Alat ini digunakan untuk mengukur jumlah bahan bakar *biodiesel* yang dikonsumsi oleh mesin diesel.
2. Stopwatch
Alat ini digunakan untuk mengukur waktu yang dibutuhkan mesin diesel untuk mengkonsumsi bahan bakar *biodiesel*.
3. *Pitot static tube* dan Manometer V
Alat ini dipergunakan untuk mengukur jumlah udara pembakaran mesin diesel.



Gambar 3. 1 Pitot Static Tube

Pitot tube with static wall pressure tap dihubungkan dengan *inclined manometer* untuk mengetahui besarnya perbedaan ketinggian cairan pada *manometer* yang nantinya digunakan persamaan *Bernoulli* sebagai berikut :

$$\frac{P_0}{\rho} + \frac{V_0^2}{2} + gz_0 = \frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 \quad (3.1)$$

Dimana :

P_0 : Tekanan stagnasi (pada titik 0) (Pa)

P_1 : Tekanan statis (pada titik 1) (Pa)

ρ : Massa jenis fluida yang mengalir (kg/m³)

V_1 : Kecepatan di titik 1 (m/s)

V_0 : Kecepatan di titik 0, kecepatan pada titik *stagnasi* = 0 m/s

Dengan mengasumsikan $\Delta z = 0$ maka persamaan menjadi :

$$\frac{V_1^2}{2} = \frac{P_0 - P_1}{\rho} \quad (3.2)$$

Untuk mencari kecepatan udara yang masuk kedalam ruang bakar dari persamaan diatas menjadi:

$$V_1 = \sqrt{\frac{2(P_0 - P_1)}{\rho_{udara}}} \quad (3.4)$$

Dimana :

$$P_0 - P_1 = \rho_{red\ oil} \cdot g \cdot h \quad (3.5)$$

$$\rho_{red\ oil} = (\rho_{H_2O} \cdot SG_{red\ oil}) \quad (3.6)$$

Sehingga pada inclined manometer diperoleh persamaan,

$$P_0 - P_1 = (\rho_{H_2O} \cdot SG_{red\ oil}) \cdot g \cdot h \cdot \sin \theta \quad (3.7)$$

h adalah perbedaan ketinggian cairan pada *inclined manometer* dengan $\theta = 10^\circ$, maka persamaan menjadi :

$$V_1 = \sqrt{\frac{2(\rho_{H_2O} \cdot SG_{red\ oil} \cdot g \cdot h \cdot \sin \theta)}{\rho_{udara}}} \quad (3.8)$$

Dengan :

$SG_{red\ oi}$: *Spesific gravity red oil* (0.827)

ρ_{H_2O} : Massa jenis air (999 kg/m³)

ρ_{udara} : Massa jenis udara (1.1447 kg/m³)

h : Total perbedaan ketinggian cairan pada *incline manometer* (m)

θ : Sudut yang digunakan pada *inclined manometer* (degree)

Namun V_1 merupakan kecepatan maksimal, terlihat dari profil kecepatan aliran pada *internal flow*. Hal ini dikarenakan posisi

pitot berada pada *centerline* pipa. Sehingga perlu dirubah menjadi *average velocity* (\bar{V}) yang dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\frac{\bar{V}}{V_{max}} = \frac{2n^2}{(n+1)(2n+1)} \quad (3.9)$$

Dimana:

\bar{V} : Kecepatan rata – rata (m/s)

V_{max} : Kecepatan maksimal dari profil kecepatan aliran.

n : *variation of power law exponent*.

Yang di rumuskan sebagai berikut:

$$n = -1,7 + 1,8 \log Re_{V_{max}} \quad (3.10)$$

untuk $Re_{V_{max}} > 2 \times 10^4$ (aliran turbulen).

Sedangkan untuk aliran laminar dapat diperoleh melalui persamaan berikut:

$$V_{max} = 2\bar{V} \quad (3.11)$$

4. Amperemeter dan Voltmeter

Alat ini digunakan untuk mengukur arus listrik (I) dan tegangan listrik (V) yang terjadi akibat pemberian beban pada generator listrik.

5. Tachometer digital

Alat ini digunakan untuk mengukur putaran engine.

6. Gas Analyzer

Alat ini digunakan untuk mengetahui kadar gas emisi yang dihasilkan oleh Mesin Diesel. Gas Analyzer yang digunakan adalah STAR GAS 898.

7. Thermocouple, Thermo Selector dan Display

Thermocouple terpasang langsung pada engine sebagai sensor thermal, lalu pembacaan tempraturenya ditampilkan melalui thermo selector dan display.

3.4 Prosedur penelitian

Secara garis besar dalam penelitian yang menggunakan bahan bakar campuran Dexlite dan non-hydrous ethanol (99,6%) dengan merubah rasio kompresi untuk mengetahui pengaruh rasio kompresi terhadap unjuk kerja dan emisi dari masing masing bahan bakar campuran.

3.4.1 Tahap-tahap penelitian

Pelaksanaan penelitian dilakukan dengan tahapan sebagai berikut:

1. Menentukan perumusan masalah.
2. Studi literature, yang bertujuan untuk mendapatkan berbagai informasi dan data yang berkaitan dengan objek penelitian.
3. Mempersiapkan alat uji, meliputi;
 - a. Membuat kerangka dudukan engine dan generator.
 - b. Memasang engine dan generator pada kerangka dudukan.
 - c. Memasang *belt* penghubung engine dan generator.
 - d. Melakukan Tune-Up pada Engine, seperti pemeriksaan baut, system pemasukan bahan bakar, air pendingin, oli mesin, saringan udara, saluran *exhaust* dan penyetelan klep.
 - e. Menghubungkan generator ke electric dynamometer.
 - f. Mengoperasikan engine untuk mengetahui engine berfungsi dengan baik dan normal.
4. Mempersiapkan alat ukur, meliputi;
 - a. Memastikan setiap peralatan (voltmeter, tachometer, thermometer, dan stopwatch) memiliki *power supply* (baterai kering) yang cukup.
 - b. Mengatur skala alat ukur sesuai kebutuhan.
 - c. Memasang kabel-kabel *thermocouple* pada tempat yang akan diukur suhunya, lalu diinstalali pada *thermo selector* dan *display*.
 - d. Memasang *clampmeter* (voltmeter) pada bagian *input electric dynamometer*.

5. Mempersiapkan bahan bakar (**pada point 3.5**).
6. Uji properties bahan bakar (**pada point 3.5**).
7. Melakukan pengujian unjuk kerja dan emisi gas buang engine diesel (**pada point 3.6**).
8. Pengolahan data, yaitu dengan melakukan perhitungan data hasil pengujian pada langkah **7**, yang meliputi daya, torsi, BMEP, SFC, efisiensi thermal dan AFR.
9. Data dan hasil pengolahan data pada langkah **7** dan **8** disajikan dalam bentuk tabel dan grafik. Daya, torsi, BMEP, SFC, temperatur gas buang, temperature pendingin, temperature oli, temperature mesin, efisiensi thermal, kadar partikulat (*soot*), kadar UHC (*Unburned Hydro Carbon*), kadar CO, dan kadar NO_x terhadap beban dan variasi rasio kompresi (*Compression ratio*) yaitu 17.8:1, 17:1, dan 16,1 disajikan untuk mempermudah analisa.

3.5 Persiapan Bahan Bakar (*Fuel Blend*) dan Uji Properties

Pada eksperimen ini digunakan campuran bahan bakar Dexlite dan Ethanol (30%) dengan emulsi *Tween 80* dan *Span 80* dengan prosentase terbaik. Penambahan emulsi *Tween 80* dan *Span 80* dimaksudkan agar pencampuran antara Dexlite dan Ethanol dapat terjadi secara homogen dalam waktu yang relatif lama.

Dalam experiment ini digunakan bahan bakar Dexlite yang diproduksi oleh PT. Pertamina Indonesia dengan spesifikasi;

Tabel 3. 1 Spesifikasi Dexlite

No	Parameter Uji	Unit	Hasil Uji	Batasan SNI M.Solar 48	
			DEXLITE	Min	Max
1	Angka Setane	-	56,7	48	-

2	Index Setane	-	51,1	45	-
3	Berat Jenis pada 15°C	Kg/m ³	845,7	815	670
4	Viskositas pada 40 °C	Mm ² /s	2,92	2	4,5
5	Kandungan Sulfur	% m/m	0,078	-	0,3
6	Distilasi T90	°C	344,0	-	370
7	Titik Nyala	°C	65	52	-
8	Titik Tuang	°C	-3	-	18
9	Residu Karbon	% m/m	Nihil	-	0,1
10	Kandungan Air	Mm/kg	159,63	-	500
11	Kandungan FAME	% v/v	20	-	20
12	Korosi Bilah Tembaga	Merit	1a	Kelas 1	
13	Kandungan Abu	% m/m	0,001	-	0,01
14	Kandungan Sedimen	% m/m	Nihil	-	0,01
15	Bilangan Asam Kuat	Mg KOH/g	0	-	0
16	Bilangan Asam Total	Mg KOH/g	0,1	-	0,6
17	Penampilan Visual	-	Jernih dan terang	Jernih dan terang	
18	Warna	No.ASTM	1,1	-	3,0
19	Lubrisifikasi (HFRR)	Micron	236	-	460

20	Stabilitas Oksidasi - Metode Rancimat	Jam	>48	35	-
----	--	-----	-----	----	---

Sedangkan untuk Ethanol, digunakan *Fuel Grade Ethanol* 99,6% (*Unhydros Ethanol*). Berikut adalah spesifikasi dari Ethanol yang akan digunakan;

Tabel 3. 2 Spesifikasi Ethanol

No	Parameter	Unit	Nilai
1	Massa jenis 20°C	Kg/m ³	788
2	Angka Setane	-	5-8
3	<i>Kinematic Viscosity</i> 40°C	Mm ² /s	1.2
4	<i>Lower Heating Value</i>	MJ/kg	26,8
5	<i>Spesific Heat Capacity</i>	J/Kg.°C	2100
6	<i>Oxygen, % weight</i>	%	34,8
7	<i>Latent Heat of Evaporation</i>	KJ/Kg	840

Emugator yang digunakan adalah *Tween 80* dan *Span 80*, Tween 80 dan Span 80 merupakan sebuah pelarut laboratorium yang umum dan memiliki kelarutan terbatas di dalam air dan etanol, sehingga sering digunakan untuk ekstrasi cair-cair. Nurmiati [8]

Tween-80 (Dirjen POM, 1979)

Nama lain : Polisorbat-80

Nama resmi : POLYSORBATUM-80

Pemerian : Cairan kental seperti minyak, jernih dan kuning, bau asam lemak khas.

Kelarutan : Mudah larut dalam air, dalam etanol (95%) P, dalam etil asetat P, dan

dalam metanol P, sukar larut dalam parafin dan minyak biji.
 Penyimpanan : Dalam wadah tertutup rapat
 Kegunaan : Sebagai surfaktan

Span 80 (Dirjen POM, 1979)

Nama Resmi : SORBITON MONO
 Nama Lain : Span 80 Pemerian : Cairan kental seperti minyak jernih, kuning, bau asam lemak khas
 Kelarutan : Mudah larut dalam air, daalam etanol 95% P sukar larut dalam Parafin cair dan dalam minyak biji kapas
 Penyimpanan : Dalam wadah tertutup rapat
 Kegunaan : Sebagai surfaktan

3.5.1 Tahap-tahap Persiapan Bahan Bakar (*Fuel Blend*) dan Uji Properties

Adapun tahapan dalam mempersiapkan bahan bakar uji adalah sebagai berikut;

1. Mempersiapkan alat yang akan digunakan, meliputi gelas flask, gelas beaker, Erlenmeyer, dan *test tube*.
2. Campurkan didalam 100 ml gelas flask X% Dexlite dan Y% Ethanol, buat 3 campuran dalam 3 gelas flask yang berbeda.
3. Lalu campurkan Tween 80 dan Span 80 pada gelas flask sebanyak 10%, 5% dan 2,5% dari 100 ml campuran flask X% Dexlite dan Y% Ethanol.
4. Kocok gelas flask secukupnya sampai menyampur dengan rata.
5. Lalu pindahkan campuran Dexlite-Etanol-Tween 80 dan Span 80 kedalam *test tube*.
6. Amati perubahan campuran bahan bakar tersebut, terkait tingkat separasi yang terjadi.

7. Catat waktu kapan campuran mulai mengalami separasi.
8. Campuran bahan bakar dengan tingkat separasi yang paling kecil akan digunakan sebagai bahan bakar uji.
9. Uji properties bahan bakar uji, pengujian akan dilakukan di Laboratorium Pembakaran dan Sistem Energi. Bahan bakar akan diuji beberapa properties, meliputi Massa jenis, viskositas dan *flash point*.
10. Ulangi langkah 1. Sampai sepuluh dengan 4 kelompok Uji; $X_1=90$, $Y_1=10$; $X_2=80$, $Y_2=20$; $X_3=70$, $Y_3=30$; $X_4=60$, $Y_4=40$.

3.6 Rancangan pengujian unjuk kerja dan emisi

Dalam experiment ini dilakukan pembagian kelompok pembagian, pembagian kelompok adalah sebagai berikut;

Tabel 3. 3 Rancangan pengujian unjuk kerja dan emisi

Konstan	Parameter Input		Parameter Output	
	Bervariasi		Diukur	Dihitung
	Rasio Kompresi	Prosentase Etanol dalam campuran		
<ul style="list-style-type: none"> • Tipe generator set mesin diesel • Putaran mesin diesel 	Rasio Kompresi 17.8 : 1	90 % Dexlite	<ul style="list-style-type: none"> • Arus Listrik (Amper e) • Tegangan (Volt) • Waktu konsum 	<ul style="list-style-type: none"> • Daya • Torsi • Bmep • SFC • Efisiensi <i>therm</i> <i>al</i> • AFR
		10 % Ethanol		
		80 % Dexlite 20 % Ethanol		

2000 rpm • Volume campuran Bahan bakar (Dexlite , Etanol dan Emulgator) • Timing Injeksi 16° BTDC.		70 % Dexlite 30 % Ethanol	si bahan bakar 10 ml (s) • Beda ketinggian pada manometer V (mm) • Temperature gas buang (°C) • Temperature air pendingin (°C) • Temperature engine (°C) • Temperature oli (°C) • Kadar Partikulat (mikrogram/m ³)	
		60 % Dexlite 40 % Ethanol		
	• Rasio Kompresi 17 : 1	90 % Dexlite 10 % Ethanol		
		80 % Dexlite 20 % Ethanol		
		70 % Dexlite 30 % Ethanol		
		60 % Dexlite 40 % Ethanol		
	Rasio Kompresi 16 : 1	90 % Dexlite 10 % Ethanol		
		80 % Dexlite 20 % Ethanol		

		70 % Dexlite 30 % Ethanol	<ul style="list-style-type: none"> • Kadar UHC (ppm) • Kadar CO (% Vol) • Kadar NO_x (ppm) • Beda ketinggian pada manometer V (mm) 	
		60 % Dexlite 40 % Ethanol		

Selanjutnya dicari data-data pengujian setiap kelompok sebagai berikut:

1. Arus Listrik (Ampere)
2. Tegangan (Volt)
3. Waktu konsumsi bahan bakar 10 ml (s)
4. Beda ketinggian pada manometer V (mm)
5. Temperature gas buang (°C)
6. Temperature air pendingin (°C)
7. Temperature engine (°C)
8. Temperature oli (°C)
9. Kadar Partikulat (mikrogram/mm³)
10. Kadar UHC (ppm)
11. Kadar CO (% Vol)
12. Kadar NO_x (ppm)

- A. Lampu pembebanan
- B. Amperemeter dan Voltmeter
- C. Generator
- D. Gelas ukur
- E. Radiator
- F. Manometer V
- G. *Probe* Stargas Analyser
 - 1. Suhu gas buang
 - 2. Suhu air pendingin
 - 3. Suhu engine
 - 4. Suhu oli

3.6.2 Tahap-tahap Pengujian Unjuk Kerja dan Emisi

Secara garis besar dalam pengujian ini adalah untuk melihat unjuk kerja dan emisi gas buang yang dihasilkan engine diesel yang menggunakan campuran bahan bakar 70% Dexlite-30% Etanol dengan presentasi emulsi terbaik terhadap variasi rasio kompresi (*Compression ratio*).

A. Persiapan pengujian

Hal-hal yang diperlukan dalam persiapan pengujian ini adalah sebagai berikut:

- 1. Memeriksa kondisi kesiapan mesin yang meliputi kondisi fisik mesin, pelumas, sistem pendinginan, sistem bahan bakar, dan sistem udara masuk.
- 2. Memeriksa kondisi sistem pembebanan, sistem kelistrikan dan sambungan-sambungan listrik yang ada.
- 3. Memeriksa kondisi Stargas Analyser.
- 4. Memeriksa kesiapan alat-alat ukur.
- 5. Mempersiapkan alat tulis dan tabel untuk pengambilan data.

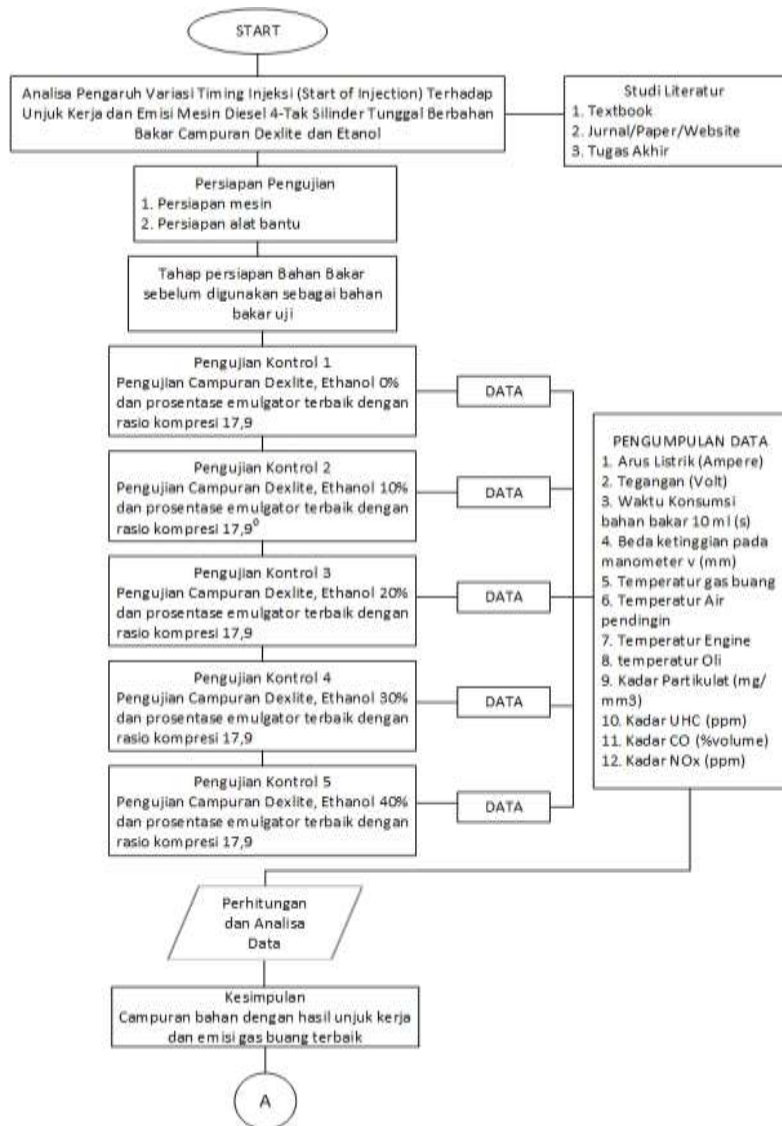
B. Pengujian unjuk kerja dan emisi

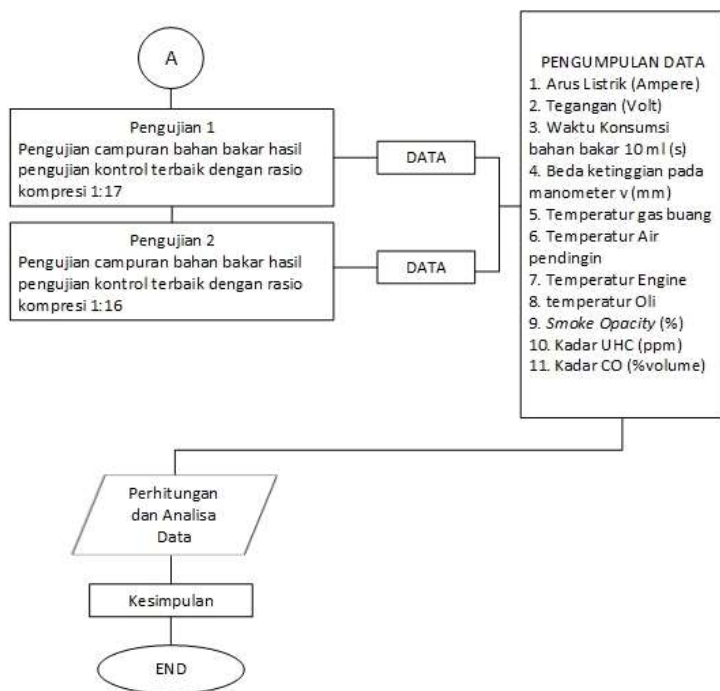
Percobaan dilakukan dengan putaran mesin tetap (*stationary speed*) dengan variasi beban listrik. Tahapannya adalah sebagai berikut:

- 1. Menghidupkan mesin diesel.

2. Melakukan pemanasan mesin diesel selama ± 20 menit hingga temperatur mesin mencapai temperatur kondisi operasi.
3. Mengatur pembebanan pada mesin diesel mulai 200 w sampai dengan 2000 w dengan interval kenaikan setiap 200 w dengan tetap menjaga putaran mesin sebesar 2000 rpm setiap pembebanan.
4. Mencatat data-data yang dibutuhkan setiap kenaikan beban, seperti:
 - Waktu konsumsi bahan bakar Dexlite-Etanol setiap 10 ml.
 - Beda ketinggian manometer V.
 - Temperatur oli, cairan pendingin, gas buang, dan engine.
 - Tegangan listrik (V) dan arus listrik (I).
 - Kadar partikulat, UHC, CO dan NO_x.
5. Pengambilan data berdasarkan bahan bakar dan variasi rasio kompresi (*Compression ratio*) yang pembagian kelompok uji-nya sudah ditentukan pada **point 3.6**.
6. Setelah pengambilan data selesai dilakukan, maka beban diturunkan secara bertahap hingga beban nol.
7. Mesin dibiarkan dalam kondisi tanpa beban selama ± 5 menit.
8. Mesin dimatikan dan ditunggu kembali dingin.

3.6.3 flowchart penelitian





Gambar 3. 3 *Flowchart* Penelitian

BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan membahas mengenai hasil dari penelitian, berikut dengan proses-proses perhitungan, data pendukung, dan pembasahan dari hasil yang didapatkan. Adapun hasil akhir dari penelitian ini adalah unjuk kerja mesin, meliputi daya, torsi, *BMEP*, *BSFC*, efesiensi termal, dan termperatur kerja pada *engine*, air pendingin, oli, dan *exhaust port* . Serta analisa emisi gas buang meliputi *smoke opacity*, *UHC*, dan kadar CO.



4.1 Hasil Persiapan Bahan Bakar (*Fuel Blend*) dan Uji *Properties*



Persiapan bahan bakar ialah proses mempersiapkan bahan bakar sehingga siap untuk digunakan sebagai bahan bakar *engine* Diesel. Proses tersebut terdiri dari pencampuran (*blending*) antara Dexlite, Etanol dan Emulgator Tween 80 dengan prosentase tertentu. Tujuannya adalah agar bahan bakar tidak mengalami separasi pada waktu yang singkat.



4.1.1 Hasil Pencampuran Bahan Bakar (*Fuel Blending*)

Dari proses pencampuran (*blending*) Dexlite-Etanol dengan prosentase Emulgator Tween 80 10%, 5% dan 2,5%, didapatkan dokumentasi sebagai berikut:



Tabel 4. 1 Hasil Dokumentasi pada Bahan Bakar D90E10



Menit ke-	Hasil Dokumentasi		
1			
	10% Tween 80	5% Tween 80	2,5% Tween 80
2			
	10% Tween 80	5% Tween 80	2,5% Tween 80



3			
	10% Tween 80	5% Tween 80	2,5% Tween 80
4			
	10% Tween 80	5% Tween 80	2,5% Tween 80

5			
	10% Tween 80	5% Tween 80	2,5% Tween 80
6			
	10% Tween 80	5% Tween 80	2,5% Tween 80



Tabel 4. 2 Hasil Dokumentasi pada Bahan Bakar D80E20



Menit Ke-	Hasil Dokumentasi		
1			
	10% Tween 80	5% Tween 80	2,5% Tween 80
2			
	10% Tween 80	5% Tween 80	2,5% Tween 80



3			
	10% Tween 80	5% Tween 80	2,5% Tween 80
4			
	10% Tween 80	5% Tween 80	2,5% Tween 80

5			
	10% Tween 80	5% Tween 80	2,5% Tween 80
6			
	10% Tween 80	5% Tween 80	2,5% Tween 80



Tabel 4. 3 Hasil Dokumentasi pada Bahan Bakar D70E30



Menit Ke-	Hasil Dokumentasi		
1			
	10% Tween 80	5% Tween 80	2,5% Tween 80
2			
	10% Tween 80	5% Tween 80	2,5% Tween 80



3			
	10% Tween 80	5% Tween 80	2,5% Tween 80
4			
	10% Tween 80	5% Tween 80	2,5% Tween 80

5			
	10% Tween 80	5% Tween 80	2,5% Tween 80
6			
	10% Tween 80	5% Tween 80	2,5% Tween 80



Tabel 4. 4 Hasil Dokumentasi pada Bahan Bakar D60E40



Menit Ke-	Hasil Dokumentasi		
1			
	10% Tween 80	5% Tween 80	2,5% Tween 80
2			
	10% Tween 80	5% Tween 80	2,5% Tween 80



3			
	10% Tween 80	5% Tween 80	2,5% Tween 80
4			
	10% Tween 80	5% Tween 80	2,5% Tween 80

5			
	10% Tween 80	5% Tween 80	2,5% Tween 80
6			
	10% Tween 80	5% Tween 80	2,5% Tween 80

Tabel 4. 5 Hasil Dokumentasi pada Bahan Bakar D50E50

Menit Ke-	Hasil Dokumentasi		
1			
	10% Tween 80	5% Tween 80	7,5% Tween 80
2			
	10% Tween 80	5% Tween 80	2,5% Tween 80

3			
	10% Tween 80	5% Tween 80	2,5% Tween 80
4			
	10% Tween 80	5% Tween 80	2,5% Tween 80

5			
	10% Tween 80	5% Tween 80	2,5% Tween 80
6			
	10% Tween 80	5% Tween 80	2,5% Tween 80

Tabel dokumentasi pencampuran bahan bakar (*fuel blending*), dengan prosentase etanol 10% sampai dengan 50% pada Dexlite menunjukan hasil campuran bahan bakar pada setiap variasi penambahan emulgator Tween 2,5%, 5% dan 10% per menit.

Pada campuran bahan bakar D90E10, pada menit ke-1, campuran dengan semua variasi prosentase emulgator belum mengalami separasi. Tetapi pada campuran dengan variasi prosentase emulgator 2,5%, bahan bakar terlihat lebih gelap (mendekati warna Dexlite 100%) dan keruh dari 2 campuran yang lain. Pada menit ke-2, campuran bahan bakar dengan variasi prosentase emulgator 2,5% sudah mengalami separasi. Terlihat bahwa endapan Dexlite berada dibawah dari campuran, lalu terdapat fase tersispersi dibagian tengah dan dibagian atas terdapat etanol. Pada menit ke-3, campuran bahan bakar dengan variasi prosentase emulgator 5% sudah mengalami separasi. Endapan Dexlite terbentuk dibagian bawah dari campuran dan terbentuk fase tersispersi yang lebih jernih serta Etanol dibagian atas campuran. Pada menit ke-3, campuran bahan bakar dengan variasi prosentasi emulgator 10% terlihat belum mengalami separasi secara menyeluruh. Dexlite belum sepenuhnya mengendap, terlihat dari adanya gradasi warna yang terbentuk. Pada menit ke-4, campuran bahan bakar dengan variasi prosentasi emulgator 10% terlihat belum mengalami perubahan separasi yang signifikan, tetapi gradasi warna mulai memudar. Lalu, pada menit ke-5, campuran bahan bakar dengan variasi prosentasi emulgator 10% sudah mengalami separasi. Dimana endapan Dexlite sudah terbentuk.

Pada campuran bahan bakar D80E20, pada menit ke-1 semua bahan bakar membentuk fase terdispersi, belum terdapat endapan Dexlite maupun Etanol yang terbentuk. Pada menit ke-2, campuran bahan bakar dengan variasi prosentase emulgator 2,5% dan 5% menunjukkan perubahan. Dimana endapan Dexlite sudah mulai membentuk, dan garis pemisah fase sudah mulai terlihat. Pada menit ke-3, pada campuran bahan bakar dengan variasi prosentase emulgator 2,5% dan 5% endapan Dexlite bertambah dari menit sebelumnya, dan garis pemisah fase terlihat jelas. Pada menit ke-4, tidak mengalami perubahan yang signifikan dari sebelumnya. Tetapi untuk campuran bahan bakar dengan variasi prosentase 10%, endapan emulgator mulai terlihat jelas. Dan pada menit ke-5

campuran bahan bakar dengan semua variasi prosentase emulgator sudah mengalami separasi.

Pada campuran bahan bakar D70E30, pada menit ke-1 untuk campuran bahan bakar dengan semua variasi prosentase emulgator membentuk fase terdispersi. Campuran-campuran bahan bakar ini terlihat lebih jernih dibandingkan dengan bahan bakar D90E10 dan D80E20. Pada menit ke-2 untuk campuran bahan bakar dengan variasi prosentasi emulgator 5% mengalami separasi. Terlihat garis pemisah antar fase yang jelas. Pada menit ke-3, campuran bahan bakar dengan variasi 2,5% mengalami separasi, terbentuk endapan Dexlite dibagian bawah dari campuran dengan garis pemisah fase yang jelas. Pada menit ke-4, campuran bahan bakar dengan variasi prosentase emulgator 10% belum mengalami separasi total, tetapi garis pemisah fase sudah mulai terlihat jelas. Lalu pada menit ke-5 campuran bahan bakar dengan variasi prosentase emulgator 10%, mengalami peningkatan tingkat separasi dari sebelumnya, tetapi belum sepenuhnya separasi sampai akhir menit ke-6.

Pada campuran bahan bakar D60E40, pada menit ke-1 semua campuran bahan bakar pada semua variasi prosentase emulgator membentuk fase terdispersi. Pada campuran bahan bakar dengan variasi emulgator 2,5%, fase terdispersi yang terbentuk terlihat lebih besar dari campuran yang lainnya. Pada menit ke-2, campuran bahan bakar dengan variasi prosentase emulgator 2,5 % mengalami separasi, garis pemisah fase terlihat jelas. Terdapat endapan Dexlite yang terbentuk. Pada menit ke-3, campuran bahan bakar dengan variasi prosentase emulgator 10% dan 5% mulai membentuk garis pemisah fase tetapi belum mengalami separasi. Lalu pada menit ke-4, campuran bahan bakar dengan variasi prosentase emulgator 5% membentuk garis pemisah fase yang jelas, tetapi pada campuran bahan bakar dengan variasi emulgator 10% garis pemisah fase belum secara jelas nampak. Pada akhirnya di menit ke-5 semua campuran bahan bakar pada semua variasi prosentase emulgator membentuk garis pemisah fase yang jelas, sehingga dinyatakan sudah separasi.

Pada campuran bahan bakar D50E50, pada menit 1 semua bahan bakar membentuk fase terdispersi sampai pada akhir menit ke-2. Pada menit ke-3, campuran bahan bakar dengan variasi prosentase emulgator 2,5% mulai menampakkan garis pemisah fase, walaupun belum jelas. Pada menit ke-4 campuran bahan bakar dengan variasi prosentase emulgator 2,5 sudah mengalami separasi. Untuk kedua campuran yang lainnya, belum mengalami separasi tetapi garis pemisah fase sudah mulai akan terbentuk. Pada menit ke-4, campuran bahan bakar dengan variasi prosentase emulgator 5% membentuk garis pemisah fase yang lebih jelas dari campuran variasi prosentase emulgator 10% sampai pada akhir menit ke-5.

Berdasarkan hasil dokumentasi yang diperoleh, maka dapat disimpulkan bahwa untuk semua campuran bahan bakar (D90E10, D80E20, D70E30, D60E40 dan D50E50), waktu terlalu lama bahan bakar untuk mengalami separasi adalah dengan penambahan 10% Emulgator.

Hal tersebut dapat terjadi karena dalam proses pencampuran bahan bakar (*Fuel Blending*) antara Dexlite dan Etanol, terjadi proses emulsi. Dimana sistem campuran tersebut secara termodinamika tidak stabil. Campuran tersebut terdiri dari dua fase sebagai globul-globul dalam fase cair yang lainnya, lalu distabilkan oleh emulgator Tween 80. Mutu kestabilan dan separasi dari suatu campuran dipengaruhi oleh jumlah emulgator yang dicampurkan kedalam campuran bahan bakar. Dengan menggunakan emulgator Tween 80, yang merupakan emulgator dari golongan surfaktan dan bahan aktif permukaan, tegangan antar muka dapat diminimalisir. Karena emulgator Tween dapat mengabsorpsi etanol didalam Dexlite. Tween adalah tipe emulsi A/M, dimana fase intern adalah air atau etanol dan fase eksteren adalah minyak atau Dexlite. Sehingga terbentuk fase terdispersi yaitu globul etanol yang dikelilingi Dexlite, sehingga tegangan antar permukaan berkurang dan campuran menjadi relative lebih stabil atau tidak separasi.

4.1.2 Data *Properties* Bahan Bakar

Telah dilakukan pengujian terhadap beberapa parameter *properties* dari bahan bakar, diantaranya massa jenis, *Kinematic Viscosity*, *Cetane Index*, *Lower Heating Value* dan AFR Stoikometrik. Berikut merupakan tabel *properties* bahan bakar:

Tabel 4. 6 Data *properties* bahan bakar

Parameter	Dexlite	Etanol	D90E10	D80E20	D70E30	D60E40	D50E50
Density @ 15° C (Kg/m ³)	845,7	788	834,2	841,9	840,7	836	833,3
Kinematic Viscosity @40° C (mm ³ /s)	2,92	1,1	0,415	0,403	0,392	0,38	0,37
Cetane Index	50	8	47,6	46,65	45,7	44,4	43,1
Lower Heating Value (KJ/Kg)	43000	27000	41400	39800	38200	36600	35000

Pada **Tabel 4.6**, perolehan data pada setiap parameter menggunakan peralatan sesuai standar pada setiap pengujian. Pada parameter *Density @ 15° C* data diperoleh menggunakan alat ukur yang dimiliki oleh Laboratorium Minyak Bumi PUSDIKLAT MIGAS Cepu dengan standar ASTM D 1298-99. Pada parameter *Kinematic Viscosity @40° C* data diperoleh menggunakan alat ukur yang dimiliki oleh Laboratorium Minyak Bumi PUSDIKLAT MIGAS Cepu dengan standar ASTM D 445-06. Pada parameter *Cetane Index* data diperoleh menggunakan alat ukur yang dimiliki oleh Laboratorium Minyak Bumi PUSDIKLAT MIGAS Cepu dengan standar ASTM D 4737-04. Metode perhitungan LHV (*Lower Heating Value*) mengacu pada refrensi B. Prabakaran dkk, [3].

4.2 Contoh Perhitungan Unjuk Kerja

Perhitungan yang dihitung dibawah ini adalah untuk bahan bakar D80E20 dengan *Injection Timing* standart 23,67° BTDC. Perhitungan dilakukan pada pembebanan lampu 1000 Watt dengan data-data yang dilakukan sebagai berikut:

Tabel 4. 7 Data percobaan bahan bakar D80E20 Rasio Kompresi standart 17,9:1

Beban (watt)	RPM	Generator		Bahan Bakar		Delta Pressure (mbar)
		Arus (A)	Voltase (V)	Volume (ml)	Waktu (s)	
1000	2000	4,45	220	10	46,5	0,1

4.2.1 Daya

Daya mesin adalah daya yang diberikan untuk mengatasi beban yang diberikan oleh generator. Daya yang dihasilkan mesin disambungkan dengan generator listrik dapat dihitung berdasarkan beban pada generator listrik dan dinyatakan sebagai daya efektif generator (N_e), yang mana satuannya dalam bentuk watt (W). Hubungan tersebut dinyatakan dengan persamaan dibawah ini:

$$N_e = \frac{V \times I \times \cos\phi}{\eta_{generator} \times \eta_{transmisi}} (\text{Watt})$$

Dimana:

V : 220 V

I : 4,45 A

$\cos\phi$: 1

$\eta_{generator}$: 0,9

$\eta_{transmisi}$: 0,95

maka:

$$Ne = \frac{220 \times 4,45 \times 1}{0,9 \times 0,95} \text{ Watt}$$

$$Ne = \frac{979}{0,855} \text{ Watt}$$

$$Ne = 1145 \text{ Watt}$$

$$Ne = 1,145 \text{ Kilowatt}$$

Dari perhitungan didapatkan daya yang dihasilkan *engine* Diesel berbahan bakar D80E20 dengan *Injection Timing* standart 23,67° BTDC pada pembebanan 1000 W adalah 1,145 KW.

4.2.2 Torsi

Torsi merupakan ukuran kemampuan mesin untuk menghasilkan kerja. Torsi adalah hasil pembagian daya dalam satu menit dengan putaran mesin (rpm) sehingga memiliki satuan Nm (SI). Momen torsi dihitung dengan persamaan seperti berikut:

$$Mt = \frac{60000 \times Ne}{2\pi n} (N.m)$$

Dimana:

Ne : 1,145 KW

n : 2000 rev/min

Maka:

$$Mt = \frac{60000 \times 1,145}{2 \times 3,14 \times 2000} (N.m)$$

$$Mt = \frac{68700}{12560} (N.m)$$

$$Mt = 5,45 (N.m)$$

Dari perhitungan didapatkan Torsi yang dihasilkan *engine* Diesel berbahan bakar D80E20 dengan *Injection Timing* standart 23,67° BTDC pada pembebanan 1000 W adalah 5,45 N.m.

4.2.3 *Brake Tekanan Efektif Rata-Rata (BMEP)*

Besarnya tekanan dalam ruang bakar berubah-ubah sepanjang langkah piston tersebut. Bila diambil tekanan yang berharga konstan yang bekerja pada piston dan menghasilkan kerja yang sama, maka tekanan tersebut dikatakan sebagai kerja per siklus per volume langkah piston. Tekanan efektif rata-rata teoritis yang bekerja sepanjang volume langkah piston sehingga menghasilkan daya yang besarnya sama dengan daya efektif. *BMEP* dihitung dengan persamaan:

$$bmeP = \frac{NexZx60000}{A x l x n x i} (N/m^2)$$

Dimana:

Ne	: 1,145 Kilowatt
A	: 0,0044 (m ²)
L	: 0,08 (m)
i	: 1
n	: 2000 (rpm)
z	: 2 (mesin 4 langkah)

maka:

$$bmeP = \frac{NexZx60}{A x l x n x i} (N/m^2)$$

$$bmeP = \frac{1,145x2x60000}{0,0044 x 0,08 x 2000 x 1} (N/m^2)$$

$$bmeP = \frac{137400}{0,704} (N/m^2)$$

$$bmeP = 197170,45 N/m^2$$

$$bmeP = 197,170 KPa$$

Dari perhitungan didapatkan *Brake* tekanan efektif rata-rata yang dihasilkan *engine* Diesel berbahan bakar D80E20 dengan *Injection Timing* standart 23,67° BTDC pada pembebanan 1000 W adalah 197,170 KPa.

4.2.4 *Specific Fuel Consumption (SFC)*

Specific fuel consumption (Sfc) adalah jumlah bahan bakar yang dipakai mesin untuk menghasilkan daya efektif 1 (satu) *hp* selama 1 (satu) jam. Didaptkan perhitungan sebagai berikut:

$$\dot{m}_{bb} = \frac{m_{bb}}{s} (kg/s)$$

$$m_{bb} = \rho_{bb} \times v_{bb} (kg)$$

Sedangkan besarnya pemakaian bahan bakar spesifik adalah :

$$sfc = 3600 \frac{\dot{m}_{bb}}{Ne} \left(\frac{kg}{kW \cdot jam} \right)$$

Dimana:

$$\begin{aligned} \rho_{bb} &: 836 \text{ Kg/m}^3 \\ v_{bb} &: 10^{-5} \text{ m}^3 \\ s &: 46,5 \text{ s} \\ Ne &: 1,145 \text{ KW} \end{aligned}$$

Maka:

$$\begin{aligned} m_{bb} &= \rho_{bb} \times v_{bb} (kg) \\ m_{bb} &= 836 \times 0,000010 (kg) \\ m_{bb} &= 0,00836 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{bb} &= \frac{0,00836}{46,5} (kg/s) \\ \dot{m}_{bb} &= 0,00018 (kg/s) \end{aligned}$$

$$sfc = 3600 \frac{\dot{m}_{bb}}{Ne} \left(\frac{kg}{kW.jam} \right)$$

$$sfc = 3600 \frac{0,00018}{1,145} \left(\frac{kg}{kW.jam} \right)$$

$$sfc = 0,56 \left(\frac{kg}{kW.jam} \right)$$

Dari perhitungan didapatkan *Specific Fuel Consumption* yang dihasilkan *engine* Diesel berbahan bakar D80E20 dengan *Injection Timing* standart 23,67° BTDC pada pembebanan 1000 W adalah 0,56 kg/kW.jam.

4.2.5 Efisiensi Thermal (η_{th})

Efisiensi termal adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas yang tersimpan dalam bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh mesin pembakaran dalam. Secara teoritis dituliskan dalam persamaan :

$$\eta_{th} = \frac{Ne}{\dot{m} \text{ bahan bakar} \times LHV \text{ bahan bakar}} \times 100\%$$

Dimana:

Ne	: 1,145 KW
$\dot{m} \text{ bb}$: 0,00018 kg/s
LHV bb	: 39800 KJ/kg

Maka:

$$\eta_{th} = \frac{Ne}{\dot{m} \text{ bahan bakar} \times LHV \text{ bahan bakar}} \times 100\%$$

$$\eta_{th} = \frac{1,145}{0,00018 \times 39800} \times 100\%$$

$$\eta_{th} = \frac{1,145}{7,164} \times 100\%$$

$$\eta_{th} = 15,9 \%$$

Dari perhitungan didapatkan *Efisiensi Thermal* yang dihasilkan *engine* Diesel berbahan bakar D80E20 dengan *Injection Timing* standart 23,67° BTDC pada pembebanan 1000 W adalah 15,9%.

4.2.6 Air Fuel Ratio (AFR)

Air Fuel Ratio (AFR) perbandingan massa udara terhadap massa bahan bakar yang masuk kedalam ruang bakar. Dihitung dengan persamaan:

$$AFR = \frac{m_{udara}}{m_{bb}}$$

Dimana:

$$m_{bb} : 0,00018 \text{ kg/s}$$

$$m_{udara} \text{ didapatkan dengan perhitungan berikut:}$$

$$V_1 = \sqrt{\frac{2(P_0 - P_1)}{\rho_{udara}}}$$

Dimana :

$$P_0 - P_1 : 0,01 \text{ mbar atau } 1 \text{ Pa}$$

$$\rho_{udara} : 1,255 \text{ kg/m}^3$$

Maka:

$$V_1 = \sqrt{\frac{2(1)}{1,255}} \text{ m/s}$$

$$V_1 = 3,96 \text{ m/s}$$

namun V_1 merupakan kecepatan maksimal, terlihat dari profil kecepatan aliran pada *internal flow*. Hal ini dikarenakan posisi

pitot berada pada *centerline* pipa. Sehingga perlu dirubah menjadi *average velocity* (\bar{V}) yang dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\frac{\bar{V}}{V_{max}} = \frac{2n^2}{(n+1)(2n+1)}$$

Dimana:

$$V_{max} : 3,96 \text{ m/s}$$

n adalah *variation of power law exponent* dihitung dengan;

$$Re = \frac{\rho v D_1}{\mu}$$

$$Re = \frac{(1,125 \frac{kg}{m^3})(3,926 \frac{m}{s})(0,03675 \text{ m})}{0,000018 \text{ Ns/m}^2}$$

$$Re = 9100,21 \text{ (Aliran Turbulen)}$$

lalu dirumuskan untuk mencari n sebagai berikut:

$$n = -1,7 + 1,8 \log Re_{V_{max}}$$

Dimana

$$Re_{V_{max}} : 9100,21$$

Maka:

$$n = -1,7 + 1,8 \log Re_{V_{max}}$$

$$n = -1,7 + 1,8 \log (9100,21)$$

$$n = 5,43$$

Didapatkan \bar{V} , dengan persamaan:

$$\frac{\bar{V}}{V_{max}} = \frac{2n^2}{(n+1)(2n+1)}$$

$$\bar{V} = \frac{2n^2 \times V_{max}}{(n+1)(2n+1)}$$

$$\bar{V} = \frac{2(5,43^2)(3,962)}{(5,43 + 1)(2(5,43) + 1)}$$

$$\bar{V} = 3,063 \text{ m/s}$$

Didapatkan :

$$\dot{m}_{udara} = \rho_{udara} \times A_{pipe} \times \bar{V}$$

Dimana:

$$\begin{array}{ll} \rho_{udara} & : 1,125 \text{ kg/m}^3 \\ A_{pipe} & : 0,00106 \text{ m}^2 \\ \bar{V} & : 3,063 \text{ m/s} \end{array}$$

Maka:

$$\dot{m}_{udara} = 1,125 \times 0,00106 \times 3,063$$

$$\dot{m}_{udara} = 0,00365 \text{ kg/s}$$

Sehingga:

$$AFR = \frac{\dot{m}_{udara}}{\dot{m}_{bb}}$$

$$AFR = \frac{0,00365}{0,00018}$$

$$AFR = 20,27$$

Dari perhitungan didapatkan *Air Fuel Ratio (AFR)* yang dihasilkan *engine* Diesel berbahan bakar D80E20 dengan *Injection Timing* standart 23,67° BTDC pada pembebanan 1000 W adalah 20,27.

4.3 Hasil dan Analisa Grafik Pengujian Unjuk Kerja dan Emisi Gas Buang, Bahan Bakar Dexlite dengan Variasi Penambahan Prosentase Etanol pada Rasio Kompresi Standar (17,9:1)

Pengujian Unjuk Kerja dan Emisi Gas Buang ini, menggunakan bahan bakar Dexlite dengan variasi penambahan prosentase etanol pada timing injeksi (SOI) standart 17° BTDC. Parameter performa seperti *brake thermal efficiency*, *torque*, *brake specific consumption* dan *brake mean effective pressure* dihitung dari parameter observasi dan ditunjukkan dalam bentuk grafik. Parameter performa lain seperti *exhaust gas temperature*, *engine temperature*, *coolant temperature*, *oil temperature*, dan emisi gas buang yakni, karbon monoksida, Hidrokarbon dan asap ditunjukkan dalam bentuk grafik dari nilai yang terukur.

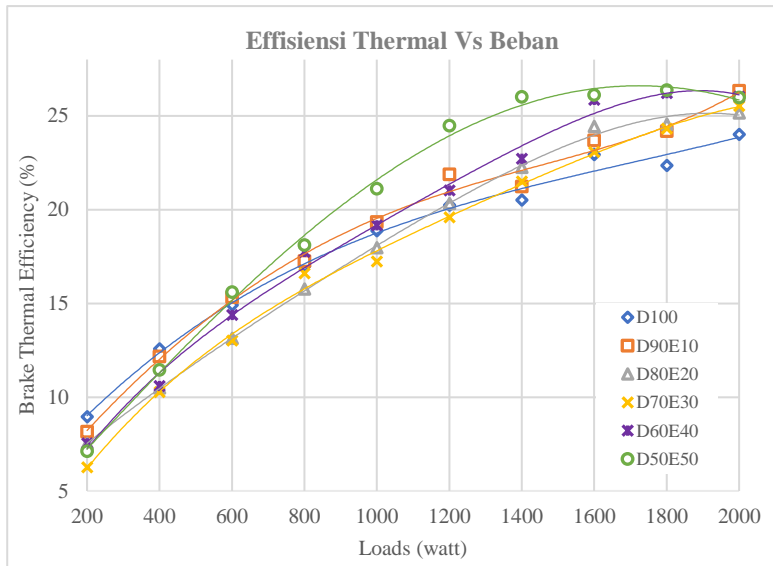
4.3.1 Efisiensi Thermal (η_{th})

Efisiensi thermal dari campuran bahan bakar ditunjukkan pada **gambar 4.1**. Dari **gambar 4.1**, dapat dilihat grafik yang menunjukkan *Brake Thermal Efficiency* yang dihasilkan oleh *engine* pada setiap campuran bahan bakar terhadap beban kerja yang diberikan kepada *engine*.

Trendline dari masing-masing grafik, terlihat bahwa *Brake Thermal Efficiency* cenderung meningkat seiring dengan bertambahnya beban yang diberikan kepada *engine*. Terlihat kenaikan *Brake Thermal Efficiency* untuk semua campuran bahan bakar pada beban 1400 watt dibandingkan dengan bahan bakar Dexlite. Bahan bakar dengan campuran 50% Dexlite dan 50% Etanol (D50E50) memiliki *Brake Thermal Efficiency* maksimum dengan nilai 17,8% lebih tinggi dibandingkan bahan bakar Dexlite (D100).

Pada beban 200 watt hingga 600 watt *Brake Thermal Efficiency* dari setiap campuran memiliki nilai lebih rendah dibandingkan dengan bahan bakar Dexlite (D100). Hal ini menunjukkan bahwa campuran bahan bakar Dexlite dan Etanol belum terbakar secara efisien pada beban yang relatif rendah.

Temperature *engine* mempengaruhi proses pembakaran, dimana temperature *engine* pada beban tersebut relatif rendah.



Gambar 4. 1 Grafik Brake Thermal Efficiency terhadap beban

Pada beban 1400 watt hingga 2000 watt, *Brake Thermal Efficiency* dari setiap bahan bakar campuran memiliki nilai lebih tinggi dibandingkan dengan Dexlite (D100). Fenomena ini terjadi karena temperature *engine* yang tinggi ditambah dengan adanya pengaruh viskositas dari campuran bahan bakar. Campuran bahan bakar Dexlite dan Etanol memiliki nilai viskositas rendah dibandingkan dengan bahan bakar Dexlite (D100), menyebabkan atomisasi bahan bakar lebih baik. Dengan proses atomisasi yang lebih baik, hal ini memungkinkan pencampuran bahan bakar dengan udara terbakar lebih sempurna. Sedangkan temperature *engine* berperan meningkatkan *Brake Thermal Efficiency* pada beban yang tinggi. Temperature yang tinggi pada *engine* menunjang proses pembakaran menjadi lebih sempurna.

4.3.2 Torsi

Torsi dari campuran bahan bakar ditunjukkan pada *gambar 4.2*. Dari *gambar 4.2*, dapat dilihat grafik yang menunjukkan torsi yang dihasilkan oleh *engine* pada setiap campuran bahan bakar terhadap beban kerja yang diberikan kepada *engine*. Torsi adalah ukuran kemampuan dari mesin untuk menghasilkan kerja. Torsi dari mesin berguna untuk mengatasi beban yang diberikan ke poros mesin. Sehingga torsi akan meningkat apabila beban *engine* meningkat.

Secara perumusan dibawah ini:

$$Mt = \frac{60000 \times Ne}{2\pi n} (N.m)$$

Dimana:

Ne : Daya (watt)

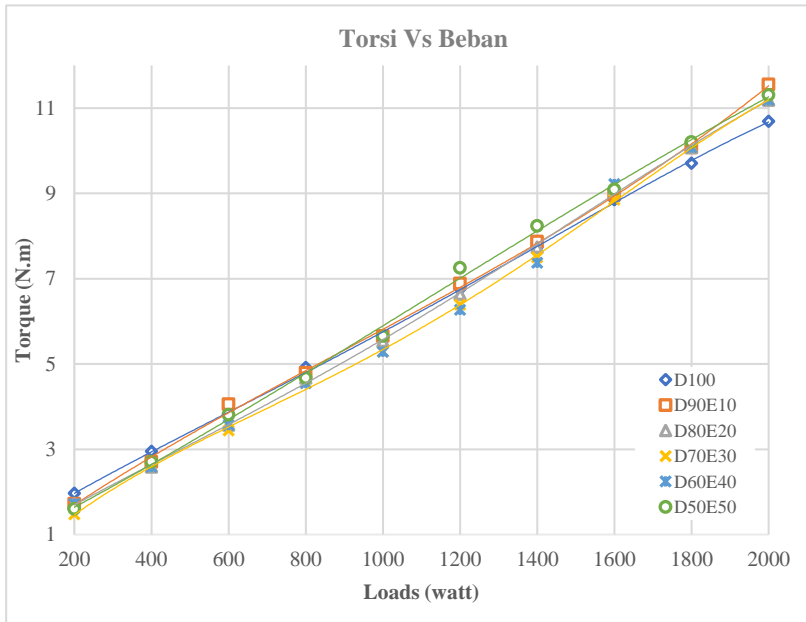
n : Putaran *engine* (rpm)

Besarnya nilai torsi bergantung pada nilai daya (Ne) dan putaran mesin (n). Dalam pengujian penelitian ini, putaran *engine* dijaga konstan pada 2000 rpm, sehingga perubahan nilai torsi bergantung pada besarnya nilai daya mesin.

Trendline dari masing-masing grafik, terlihat bahwa torsi cenderung meningkat seiring dengan bertambahnya beban yang diberikan kepada *engine*. Terlihat nilai torsi untuk semua campuran bahan bakar pada beban 2000 watt lebih besar dibandingkan dengan bahan bakar Dexlite. Bahan bakar dengan campuran 90% Dexlite dan 10% Etanol (D50E50) memiliki torsi maksimum dengan nilai 1,3% lebih tinggi dibandingkan bahan bakar Dexlite (D100).

Fenomena ini berhubungan dengan efisiensi thermal, dimana campuran bahan bakar Dexlite dan Etanol memiliki nilai viskositas rendah dibandingkan dengan bahan bakar Dexlite (D100), menyebabkan atomisasi bahan bakar lebih baik. Dengan proses atomisasi yang lebih baik, hal ini memungkinkan pencampuran

bahan bakar dengan udara terbakar lebih sempurna. Sehingga daya yang dihasilkan dari hasil pembakaran menjadi lebih tinggi.



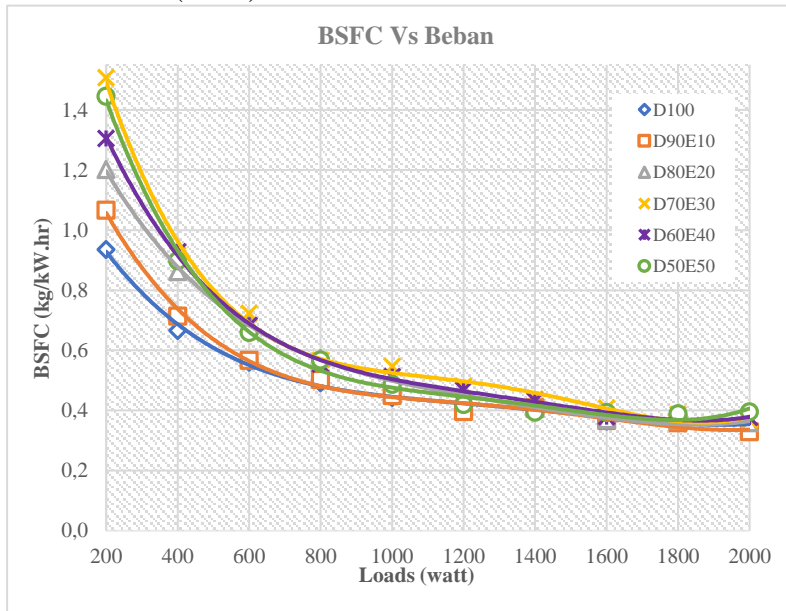
Gambar 4. 2 Grafik Torsi terhadap beban

4.3.3 *Specific Fuel Consumption (SFC)*

Specific Fuel Consumption dari campuran bahan bakar ditunjukkan pada **gambar 4.3**. Dari **gambar 4.3**, dapat dilihat grafik yang menunjukkan *Brake Specific Fuel Consumption* yang dihasilkan oleh *engine* pada setiap campuran bahan bakar terhadap beban kerja yang diberikan kepada *engine*. BSFC adalah jumlah bahan bakar dalam kg yang digunakan untuk menghasilkan 1 KW daya pada waktu 1 jam.

Trendline dari masing-masing grafik, terlihat bahwa BSFC cenderung menurun seiring dengan bertambahnya beban yang diberikan kepada *engine*. Terlihat nilai BSFC untuk semua campuran bahan bakar pada beban 200 watt lebih besar

dibandingkan dengan bahan bakar Dexlite. Bahan bakar dengan campuran 70% Dexlite dan 30% Etanol (D70E30) memiliki BSFC maksimum dengan nilai 61% lebih tinggi dibandingkan bahan bakar Dexlite (D100).



Gambar 4. 3 Grafik BSFC terhadap beban

$$sfc = 3600 \frac{\dot{m}_{bb}}{Ne} \left(\frac{kg}{kW.jam} \right)$$

$$sfc = 3600 \frac{\dot{m}_{bb}}{\varphi_{thermal} \times \dot{m}_{bb} \times LHV_{bb}}$$

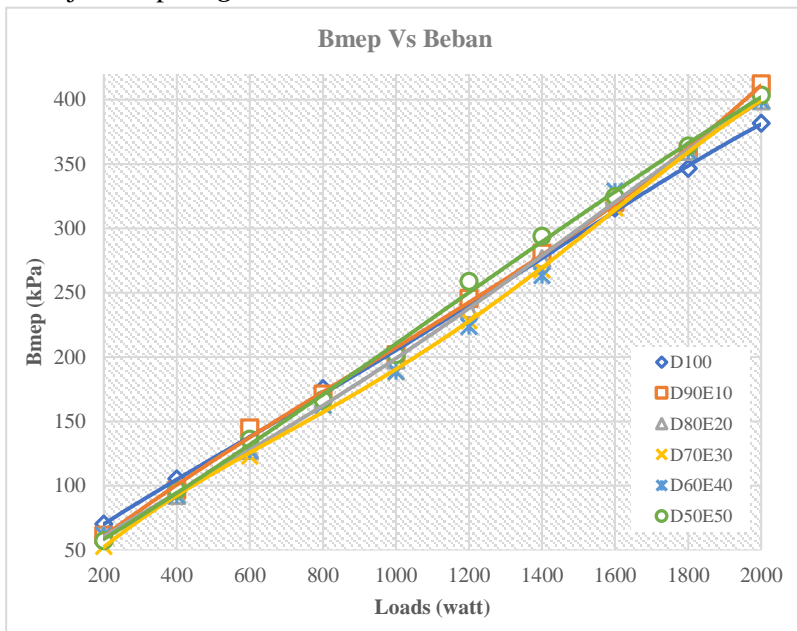
$$sfc = 3600 \frac{\dot{m}_{bb}}{\varphi_{thermal} \times LHV_{bb}}$$

Terlihat bahwa BSFC dari campuran bahan bakar, memiliki nilai yang lebih tinggi dibandingkan dengan Dexlite (D100). Akan tetapi, pada beban maksimum 2000 watt selisih nilai BSFC bahan bakar campuran lebih kecil dibanding pada beban 200 watt.

Secara umum, penambahan prosentase etanol dalam Dexlite mempengaruhi BSFC pada *engine*. Dimana semakin banyak prosentase Etanol didalam Dexlite maka nilai BSFC akan semakin tinggi. Hal ini disebabkan karena nilai LHV dari masing-masing campuran bahan bakar. Data *properties* pada tabel 4.6. Semakin rendah nilai LHV dari campuran bahan bakar, akan menyebabkan nilai BSFC.

4.3.4 Brake Tekanan Efektif Rata-Rata (BMEP)

Tekanan Efektif Rata-Rata dari campuran bahan bakar ditunjukkan pada ***gambar 4.4***.



Gambar 4. 4 Grafik BMEP terhadap beban

Dari ***gambar 4.4***, dapat dilihat grafik yang menunjukkan *Brake Mean Effective Pressure* yang dihasilkan oleh *engine* pada setiap campuran bahan bakar terhadap beban kerja yang diberikan kepada *engine*. BMEP adalah tekanan tetap rata-rata teoritis yang

bekerja sepanjang langkah kerja piston sehingga menghasilkan daya poros efektif.

Berdasarkan grafik diatas, terlihat BMEP cenderung meningkat seiring dengan bertambahnya beban yang diberikan kepada *engine*. Nilai BMEP didapatkan dari persamaan:

$$bmep = \frac{NexZx60}{A x l x n x i} \text{ (N/m}^2\text{)}$$

Dimana:

N_e : daya (kW)

A : luasan piston (m²)

L : panjang langkah piston (m)

i : jumlah silinder

n : putaran *engine* (rpm)

z : Konstanta pada mesin 4 langkah (2)

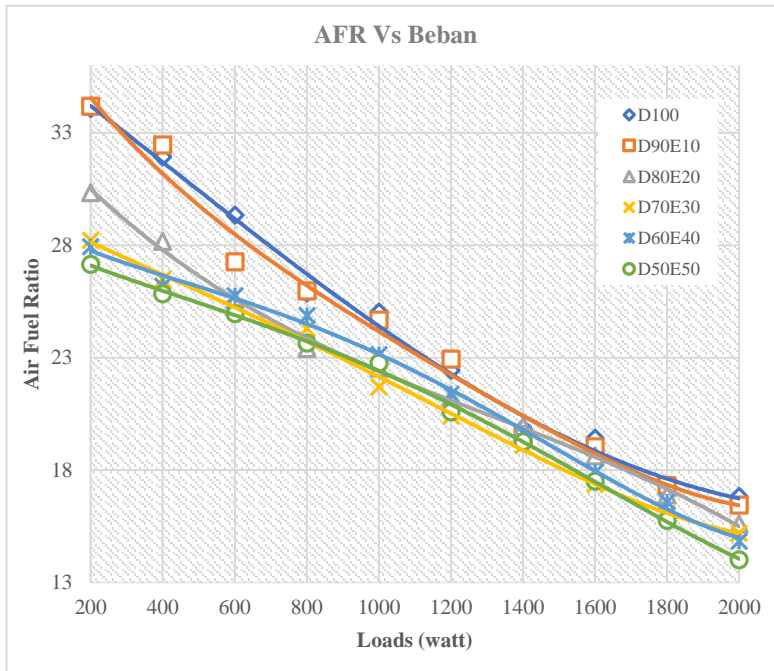
Dari persamaan diatas, diketahui bahwa variable A , L , i , n dan z bernilai tetap. Sehingga parameter yang mempengaruhi BMEP adalah daya (N_e). Semakin besar daya yang dihasilkan *engine*, maka BMEP yang dihasilkan juga akan meningkat.

Fenomena ini berhubungan dengan daya, dimana campuran bahan bakar Dexlite dan Etanol memiliki nilai viskositas rendah dibandingkan dengan bahan bakar Dexlite (D100), menyebabkan atomisasi bahan bakar lebih baik. Dengan proses atomisasi yang lebih baik, hal ini memungkinkan pencampuran bahan bakar dengan udara terbakar lebih sempurna. Sehingga daya yang dihasilkan dari hasil pembakaran menjadi lebih tinggi.

4.3.5 Air Fuel Ratio (AFR)

Air Fuel Ratio dari campuran bahan bakar ditunjukkan pada **gambar 4.5**. Dari gambar 4.5, dapat dilihat grafik yang menunjukkan *Air Fuel Consumption (AFR)* yang dihasilkan oleh *engine* pada setiap campuran bahan bakar terhadap beban kerja yang dikonsumsi oleh *engine*. *AFR* adalah perbandingan laju massa

udara per sekon dibandingkan dengan laju bahan bakar per sekon juga. AFR mempengaruhi proses pembakaran secara kimiawi.



Gambar 4. 5 Grafik AFR terhadap beban

Trendline grafik AFR semua jenis bahan bakar cenderung menurun dengan penambahan beban. Untuk grafik AFR campuran bahan bakar D90E10 dan D100 cenderung berhimpitan seiring dengan penambahan beban. Sedangkan untuk AFR campuran bahan bakar lainnya relatif lebih kecil dibandingkan dengan bahan bakar Dexlite (D100). AFR terkecil didapatkan pada campuran bahan bakar D50E50. Berikut adalah persamaan yang digunakan untuk menghitung AFR:

$$AFR = \frac{m_{udara}}{m_{bb}}$$

Dimana:

m_{bb} : Laju aliran massa bahan bakar (kg/s)

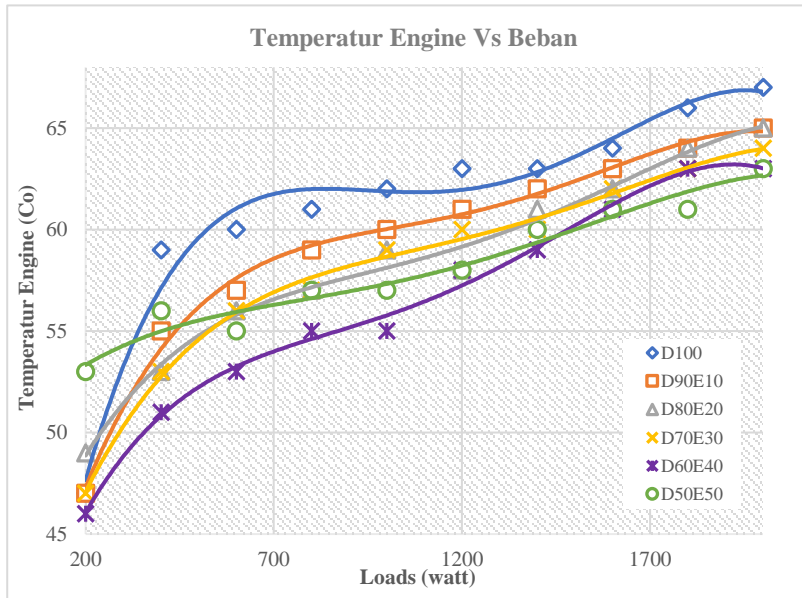
m_{udara} : Laju aliran massa udara (kg/s)

Variabel m_{udara} dalam *engine* diesel cenderung sama, dimana dalam penelitian ini laju aliran massa udara konstan pada 0,00365kg/s. Sehingga AFR hanya dipengaruhi oleh variabel

m_{bb} . Laju aliran massa bahan bakar setiap campuran berbeda, bergantung pada massa jenis dari masing-masing campuran bahan bakar dan waktu konsumsi bahan bakarnya. Pada bahan bakar campuran dengan prosentase etanol yang lebih tinggi, massa jenis akan semakin kecil. Dari tabel 4.6, menunjukan *properties* bahan bakar dimana selisih massa jenis dari setiap bahan bakar campuran relatif kecil. Hal ini menyebabkan massa bahan bakar yang dikonsumsi relative sama. Sedangkan bahan bakar campuran dengan prosentase etanol yang lebih tinggi, memiliki nilai LHV yang lebih rendah sehingga waktu konsumsi bahan bakar akan

semakin singkat. Pada akhirnya, m_{bb} dari bahan bakar campuran akan semakin tinggi seiring dengan penambahan prosentase etanol didalam Dexlite, yang menyebabkan AFR menurun seiring dengan penambahan prosentase etanol dalam Dexlite.

4.3.6 Temperatur *Engine*, Air Pendingin, Oli dan *Exhaust Gas*

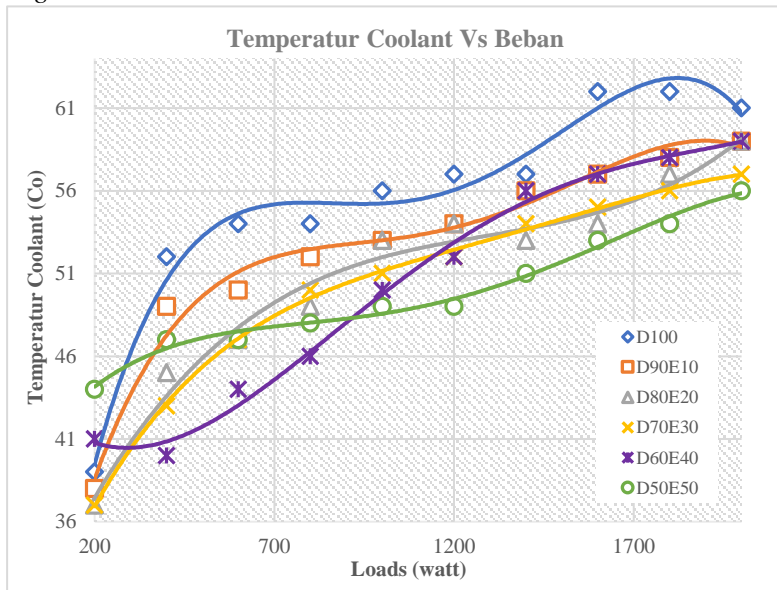


Gambar 4. 6 Grafik temperatur engine terhadap beban

Temperatur yang didapatkan pada *Engine*, Air Pendingin, Oli Mesin dan *Exhaust Gas* dari hasil pengujian campuran bahan bakar ditunjukkan pada *gambar 4.6, 4.7, 4.8* dan *4.9*.

Dari *gambar 4.6, 4.7, 4.8* dan *4.9* dapat dilihat grafik yang menunjukkan temperatur yang didapatkan pada *engine*, air pendingin, oli dan *exhaust gas* pada setiap bahan bakar campuran terhadap beban kerja yang diberikan kepada *engine*. Temperatur *engine* merupakan hasil pembacaan *thermocouple* yang diinstalasi pada blok silinder *engine*, temperature air pendingin merupakan pembacaan pada air radiator *engine*, temperature oli merupakan pembacaan pada oli di *crankcase engine* dan temperature *exhaust gas* merupakan pembacaan pada knalpot.

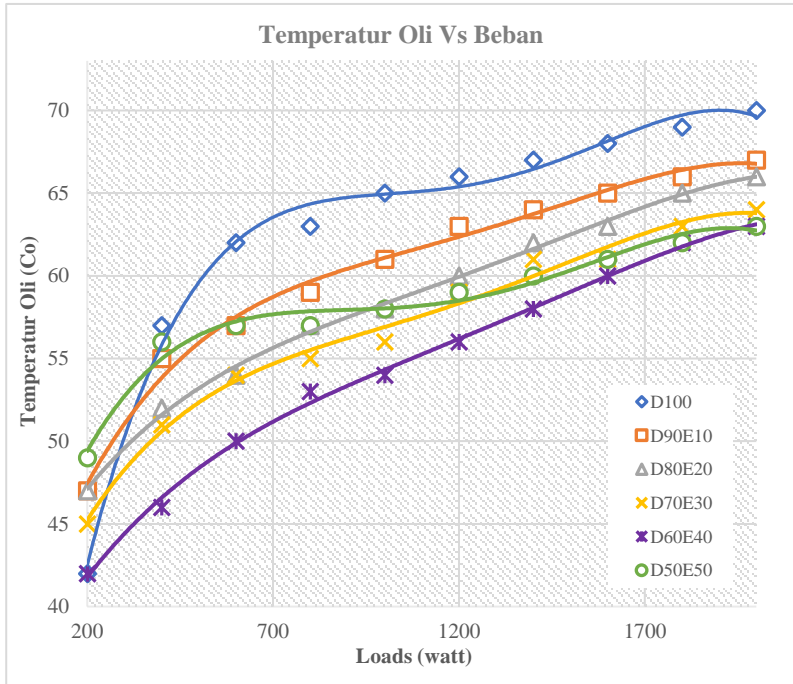
Terlihat untuk semua jenis bahan bakar, temperatur *engine*, air pendingin, oli dan *exhaust gas* yang didapatkan cenderung meningkat seiring dengan penambahan beban pada *engine*. Dimana, temperature tertinggi didapatkan pada *engine* berbahan bakar Dexlite (D100). Sedangkan temperature *engine* untuk bahan bakar campuran cenderung menurun seiring dengan penambahan prosentase etanol. Sehingga temperature terendah didapatkan pada *engine* berbahan bakar D50E50.



Gambar 4. 7 Grafik temperatur air pendingin terhadap beban

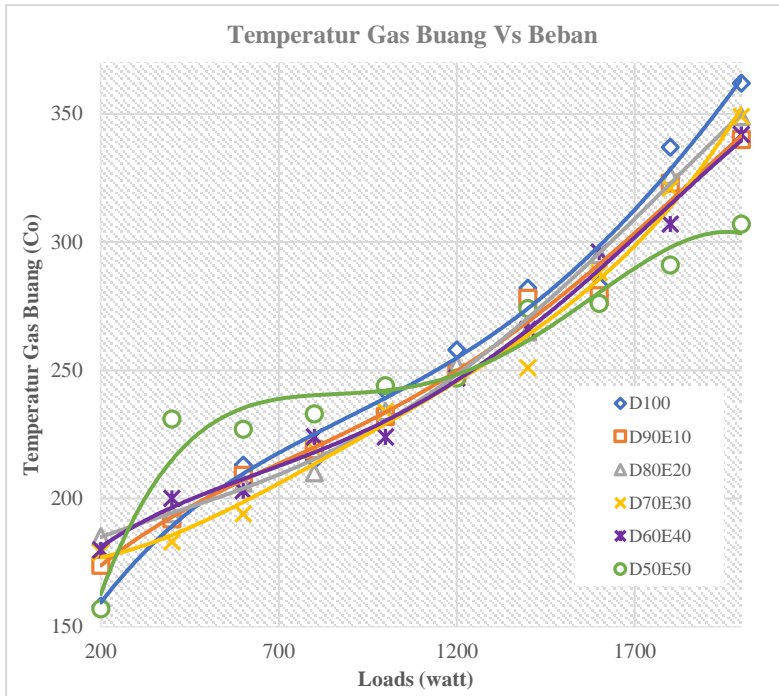
Pada proses pembakaran, energi panas yang dihasilkan tidak sepenuhnya dikonversikan menjadi energi gerak yang diterima piston. Sebagian energi panas yang tidak diteruskan ke piston ini terkonduksi ke semua bagian *engine*, termasuk komponen radiator,

crankcase oli dan gas hasil pembakaran sehingga temperatur *engine* meningkat.



Gambar 4. 8 Grafik temperatur oli terhadap beban

Dengan penambahan prosentase Etanol ke dalam Dexlite yang semakin tinggi, temperature akan lebih rendah. Hal ini disebabkan karena nilai *Latent Heat of Evaporation* dari etanol yang tinggi. Sehingga dengan penambahan prosentase etanol yang lebih tinggi kedalam campuran bahan bakar, maka nilai *Latent Heat of Evaporation* dari campuran bahan bakar akan meningkat. Oleh karena itu, temperature ruang bakar akan menjadi lebih rendah dan energi kalor yang dikonduksikan ke semua bagian komponen *engine* akan menjadi lebih rendah.



Gambar 4. 9 Grafik temperatur gas buang terhadap beban

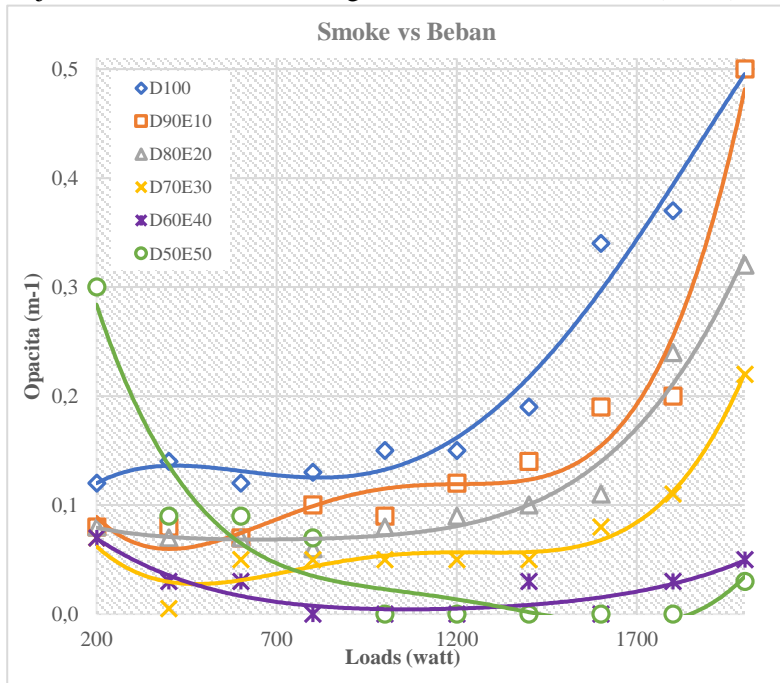
4.3.7 *Smoke Opacity*

Smoke Opacity yang dihasilkan oleh hasil pembakaran dari campuran bahan bakar ditunjukkan pada **gambar 4.10**.

Dari **gambar 4.10** dapat dilihat grafik yang menunjukkan *smoke opacity* yang didapatkan pada *exhaust gas* yang dihasilkan dari pembakaran semua jenis bahan bakar terhadap beban kerja yang diberikan kepada *engine*. *Smoke Opacity* adalah tingkat ketebalan asap yang dihasilkan oleh *engine*. Asap ini adalah bentuk padatan atau butiran karbon yang tercampur kedalam *exhaust gas* dan merupakan hasil dari proses pembakaran yang tidak sempurna.

Dari grafik dapat disimpulkan bahwa, trendline dari semua jenis bahan bakar kecuali bahan bakar D50E50, cenderung meningkat seiring dengan bertambahnya beban yang diberikan kepada *engine*.

Dapat disimpulkan juga bahwa, nilai *Smoke Opacity* lebih rendah dibandingkan dengan bahan bakar Dexlite (D100), seiring dengan penambahan prosentase etanol didalam Dexlite. *Smoke Opacity* minimal yang dihasilkan *engine* adalah pada hasil pembakaran campuran bahan bakar D50E50. Penurunan nilai *smoke opacity* terjadi sebesar 94% dibandingkan bahan bakar Dexlite (D100).

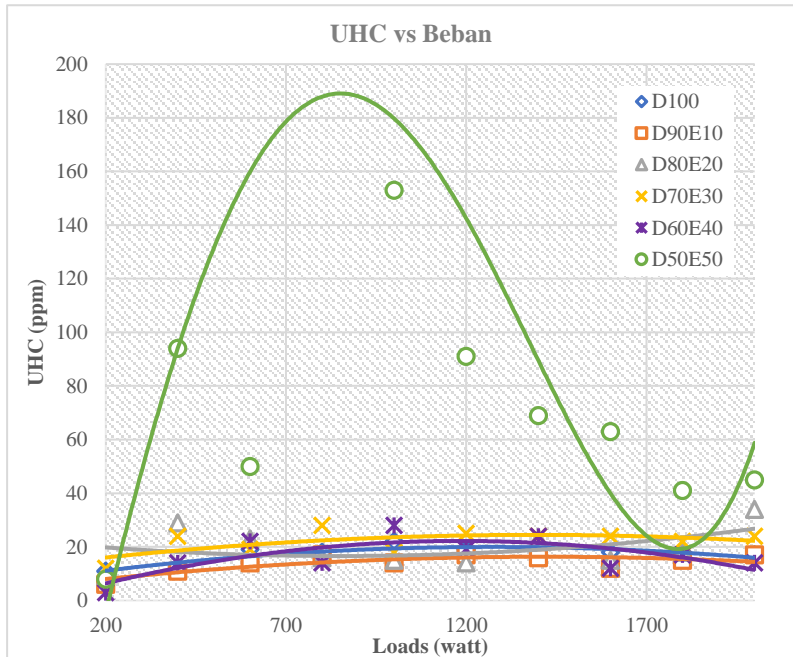


Gambar 4. 10 Grafik *Smoke Opacity* terhadap beban engine

Reduksi dari *Smoke*, diakibatkan oleh nilai viskositas dari semua campuran yang menyebabkan atomisasi yang lebih baik sehingga meningkatkan kualitas pembakaran dengan bahan bakar yang mengandung oksigen.

4.3.8 Unburnt Hydrocarbon (UHC)

Unburnt Hydrocarbon dari campuran bahan bakar ditunjukkan pada ***gambar 4.11***.



Gambar 4. 11 Grafik Unburnt Hydrocarbon terhadap beban pada engine

Dari ***gambar 4.11*** dapat dilihat grafik yang menunjukkan kadar *Unburnt Hydrocarbom* dalam ppm yang didapatkan pada *exhaust gas* yang dihasilkan dari pembakaran semua jenis bahan bakar terhadap beban kerja yang diberikan kepada *engine*. *Unburnt Hydrocarbon* adalah gas yang terbentuk karena pembakaran dengan yang tidak sempurna.

Terlihat bahwa nilai HC dari setiap bahan bakar campuran kecuali D50E50, menunjukkan trenline yang cenderung sama. Akan tetapi terjadi peningkatan dan penurunan nilai HC pada bahan bakar campuran D50E50. Peningkatan nilai dari HC terdadi

pada beban 200 watt sampai 800 watt. Kadar HC maksimal yang dihasilkan adalah sebesar 17 kali lebih tinggi dari kadar HC yang dihasilkan oleh bahan bakar Dexlite (D100). Penurunan nilai HC terjadi pada beban 800 watt sampai 1800 watt, kadar minima yang dihasilkan adalah sebesar 1,15 kali lebih tinggi dibandingkan bahan bakar Dexlite (D100).

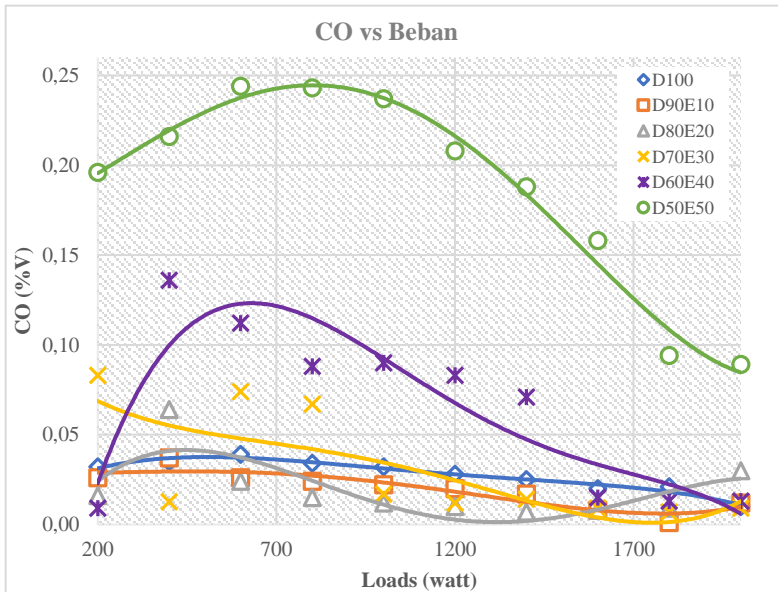
Terjadi penurunan nilai kadar HC diakibatkan oleh bertambahnya temperature dengan bertambah beban. Reaktifitas dari oksigen juga meningkat seiring dengan bertambahnya temperature. Akan tetapi terjadi peningkatan kadar HC pada beban rendah untuk campuran bahan bakar D50E50. Hal ini disebabkan oleh perlambatan proses evaporasi pada campuran bahan bakar akibat dari nilai *Latent Heat of Evaporation* dari etanol yang lebih tinggi dari Dexlite (D100).

4.3.9 Kadar CO

Kadar CO yang dihasilkan *engine* dari campuran bahan bakar ditunjukkan pada ***gambar 4.12***.

Dari ***gambar 4.12*** dapat dilihat grafik yang menunjukkan kadar CO dalam (%V) yang didapatkan pada *exhaust gas* yang dihasilkan dari pembakaran semua jenis bahan bakar terhadap beban kerja yang diberikan kepada *engine*. CO atau karbon

monoksida adalah gas yang terbentuk karena pembakaran pada AFR yang tidak tepat dan temperature *exhaust gas* yang tidak tepat.



Gambar 4. 12 Grafik Kadar CO terhadap beban engine

Trendline grafik D90E10 cenderung lebih rendah dibanding dengan bahan bakar Dexlite (D100) pada semua beban. Grafik D80E20 mengalami pola sinusoidal, mengalami peningkatan kadar CO pada beban 200 watt hingga 400 watt lalu mengalami penurunan pada beban 400 watt sampai 1400 watt lalu meningkat lagi hingga 2000 watt. Pada grafik D70E30, grafik cenderung menurun seiring dengan bertambahnya beban. Pada grafik D60E40 grafik mengalami peningkatan dan penurunan, peningkatan terjadi pada beban 200 watt hingga 600 watt, setelah itu menurun sampai beban 2000 watt. Pada grafik D50E50, kadar CO mengalami peningkatan pada beban 200 watt hingga 800 watt, lalu kadar CO menurun sampai beban 2000 watt. Secara umum, trenline dari

semua grafik bahan bakar cenderung menurun. Dimana kadar CO menurun seiring dengan bertambahnya beban.

Fenomena ini terjadi akibat penambahan etanol pada campuran bahan bakar, yang menyebabkan meningkatnya nilai *Latent Heat of Evaporation* dari bahan bakar. Peningkatan nilai *Latent Heat of Evaporation* mengakibatkan pencampuran bahan bakar yang lebih miskin dan *flame quenching* pada temperature yang rendah.

4.3.10 Pemilihan Bahan Bakar Uji dengan Parameter Unjuk Kerja dan Emisi Gas Buang Terbaik

Pada pengujian campuran bahan bakar Dexlite dengan penambahan prosentase Etanol, didapatkan bahwa penambahan etanol pada bahan bakar Dexlite, dapat mengurangi emisi gas buang seperti *Smoke Opacity*, kadar *unburnt hydrocarbon* dan kadar CO. Sedangkan untuk parameter unjuk kerja, dengan penambahan etanol pada bahan bakar Dexlite didapatkan bahwa unjuk kerja yang dihasilkan relatif lebih baik daripada Dexlite (D100).

Tabel 4. 8 Tabel Hasil Pemilihan Bahan Bakar Uji

Parameter Unjuk Kerja	D90E10	D80E20	D70E30	D60E40	D50E50
Efisiensi Thermal (%)	26,32	25,15	25,51	26,2	<u>26,36</u>
Torsi (N.m)	<u>11,54</u>	11,18	11,18	11,18	11,30
Sfc (kg/kW.hr)	<u>0,330</u>	0,359	0,369	0,375	0,390
Bmep (kPa)	<u>412,28</u>	399,12	399,12	399,12	403,50
AFR	<u>16,45</u>	15,60	15,19	14,8445	14,01
Parameter Emisi Gas Buang					

CO (%)	0,037	0,064	0,083	0,136	<u>0,244</u>
UHC (ppm)	17	34	28	28	<u>353</u>
Smoke (Opatica m ⁻¹)	<u>0,5</u>	0,32	0,22	0,07	0,3

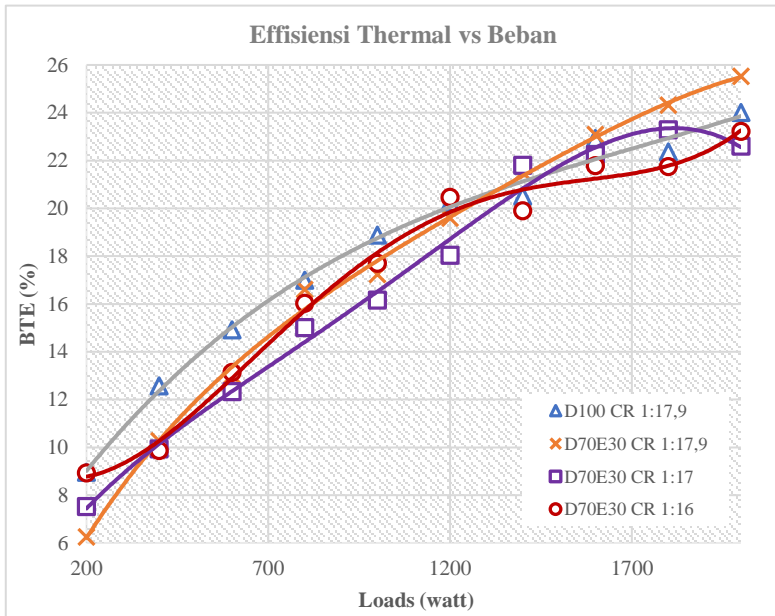
Berdasarkan **tabel 4.8** pemilihan bahan bakar campuran yang digunakan dalam pengujian unjuk kerja dan emisi gas buang, dengan variasi rasio kompresi (*compression ratio*) adalah dengan memperhatikan hasil dari pengujian emisi gas buang pada pengujian kontrol. Bahan bakar D70E30 dan D80E20 merupakan bahan bakar terbaik untuk parameter emisi gas buang. Didapatkan bahwa *Smoke Opacity* dari bahan bakar tersebut relatif lebih baik dari bahan bakar D90E10. Untuk parameter kadar UHC, diperoleh bahwa bahan bakar tersebut lebih rendah dari bahan bakar D50E50 dengan nilai 353 ppm. Parameter kadar CO, diperoleh bahwa bahan bakar tersebut relative lebih rendah dari bahan bakar campuran yang lainnya. Dengan nilai dari CO masing-masing bahan bakar campuran D80E20 dan D70E30 adalah 0,083 dan 0,064.

4.4 Hasil dan Analisa Grafik Pengujian Unjuk Kerja dan Emisi Gas Buang, Bahan Bakar Dexlite-Etanol D80E20 dan D70E30 dengan Variasi Rasio Kompresi (*Compression Ratio*)

Pengujian Unjuk Kerja dan Emisi Gas Buang ini, menggunakan campuran bahan bakar Dexlite dan Etanol D80E20 dan D70E30 dengan variasi timing injeksi (SOI) standart 17° BTDC, *Advance* 23,6° BTDC dan *Retard* 10,3° BTDC. Parameter performa seperti *brake thermal efficiency*, *torque*, *brake specific consumption* dan *brake mean effective pressure* dihitung dari parameter observasi dan ditunjukkan dalam bentuk grafik. Parameter performa lain seperti *exhaust gas temperature*, *engine temperature*, *coollant temperature*, *oil temperature*, dan emisi gas buang yakni, karbon monoksida, Hidrokarbon dan asap ditunjukkan dalam bentuk grafik dari nilai yang terukur.

4.4.1 Efisiensi Thermal (η_{th})

Brake Thermal Efficiency yang dihasilkan *engine* dari campuran bahan bakar ditunjukkan pada **gambar 4.13**

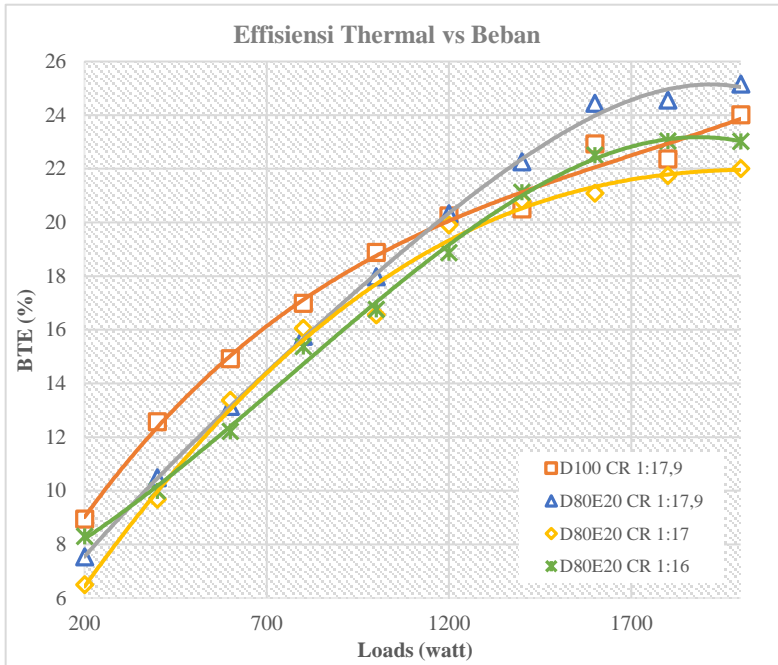


Gambar 4. 13 Grafik *Brake Thermal efficiency* D80E20 terhadap beban engine

Pada **gambar 4.13**, terlihat bahan bakar campuran D80E20 CR 17,9 memiliki nilai *Brake Thermal efficiency* maximum pada beban (25,16%). Rata -rata nilai *Brake Thermal Efficiency* bahan bakar campuran D80E20 dengan rasio kompresi 1:17,9; 1:17, dan 1:16 adalah (0,4%), (8%), dan (6%) lebih rendah terhadap bahan bakar D100 CR 1:17,9.

Pada **gambar 4.14** terlihat bahan bakar campuran D70E30 CR 17,9 memiliki nilai *Brake Thermal efficiency* maximum pada beban (25,52%). Rata -rata nilai *Brake Thermal Efficiency* bahan

bakar campuran D70E30 dengan rasio kompresi 1:17,9; 1:17, dan 1:16 adalah (2,7%), (7,3%), dan (5,6%) lebih rendah terhadap bahan bakar D100 CR 1:17,9.

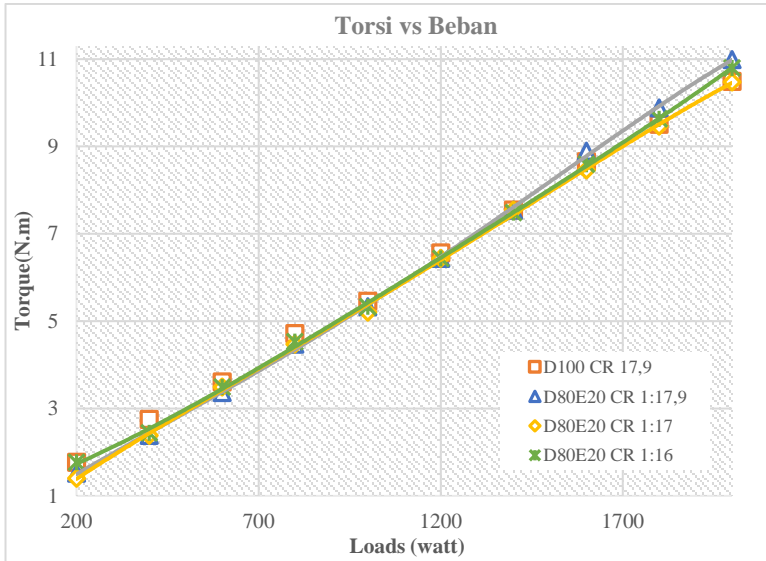


Gambar 4. 14 Grafik Brake Thermal efficieny D70E30 terhadap beban engine

Dengan rasio kompresi semakin rendah maka semakin rendah *density* udara yang terkompresi. Menaikan rasio kompresi menurunkan periode tunda karena kenaikan rasio kompresi menaikkan rasio kompresi menaikkan temperature dan densitas[kawano]. Temperature udara akan semakin turun dengan penurunan rasio kompresi sehingga periode tunda akan semakin lama yang menyebabkan penurunan nilai *Brake Thermal Efficiecnny*.

4.4.2 Torsi

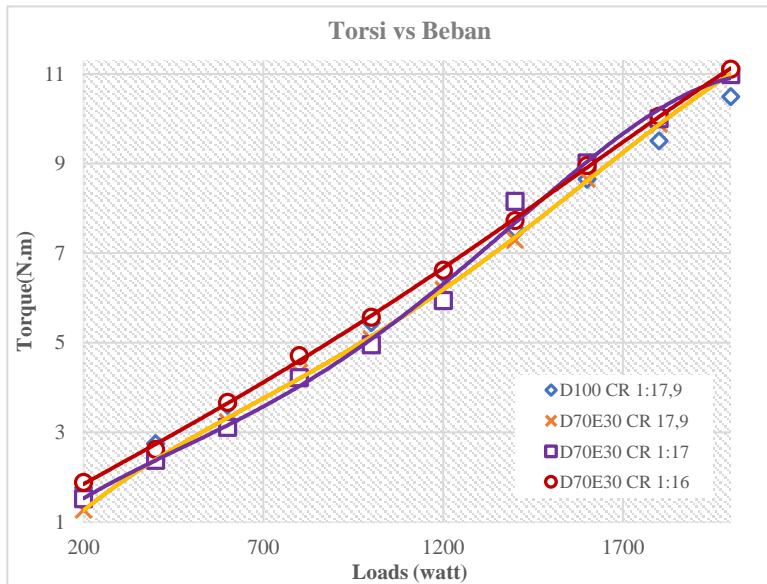
Torque yang dihasilkan *engine* dari campuran bahan bakar ditunjukkan pada ***gambar 4.15***



Gambar 4. 15 Grafik Torsi D80E20 terhadap beban engine

Pada ***gambar 4.15***, Besarnya nilai torsi bergantung pada nilai daya (N_e) dan putaran mesin (n). Dalam pengujian penelitian ini, putaran mesin dijaga konstan sehingga perubahan nilai torsi bergantung pada variasi besarnya nilai daya mesin dan pada akhirnya bentuk grafik yang di tunjukkan kurang lebih sama dengan bentuk grafik yang ditunjukkan oleh grafik daya fungsi

beban listrik. Bahan bakar campuran dan bahan bakar standar hampir tidak ada perubahan.



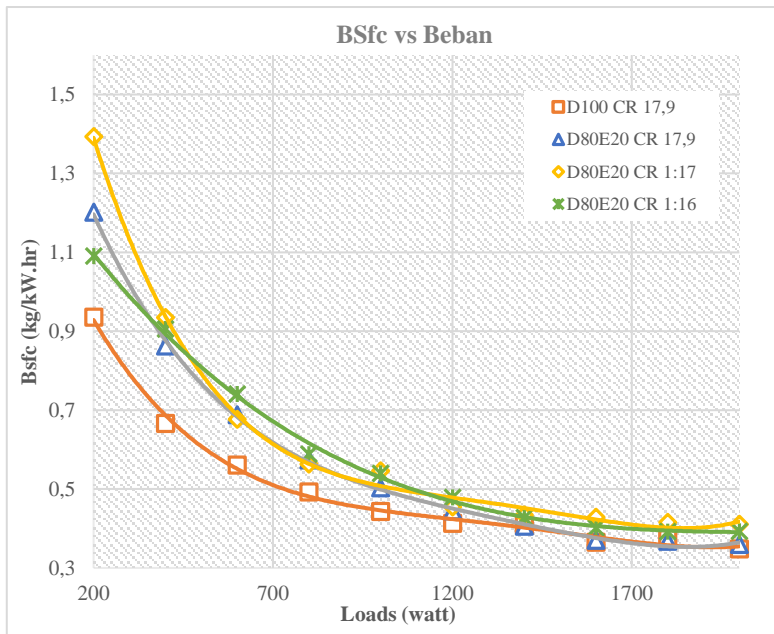
Gambar 4. 16 Grafik Torsi D70E30 terhadap beban engine

Pada **gambar 4.16**, terjadi perubahan nilai Torsi pada bahan bakar campuran D70E30 CR 1:16 dengan bahan bakar standar D100 CR 17,9 dengan rata-rata kenaikan sebesar 3%,

4.4.3 *Specific Fuel Consumption (SFC)*

Specific Fuel Consumption yang dihasilkan *engine* dari campuran bahan bakar ditunjukkan pada **gambar 4.17**. Pada **gambar 4.17**, terlihat bahan bakar campuran D100 CR 17,9 memiliki nilai *Brake Specific Fuel Consumption* terendah dengan rata-rata (0,501 kg/kW.hr). Rata -rata nilai *Brake Specific Fuel Consumption* bahan bakar campuran D80E20 dengan rasio

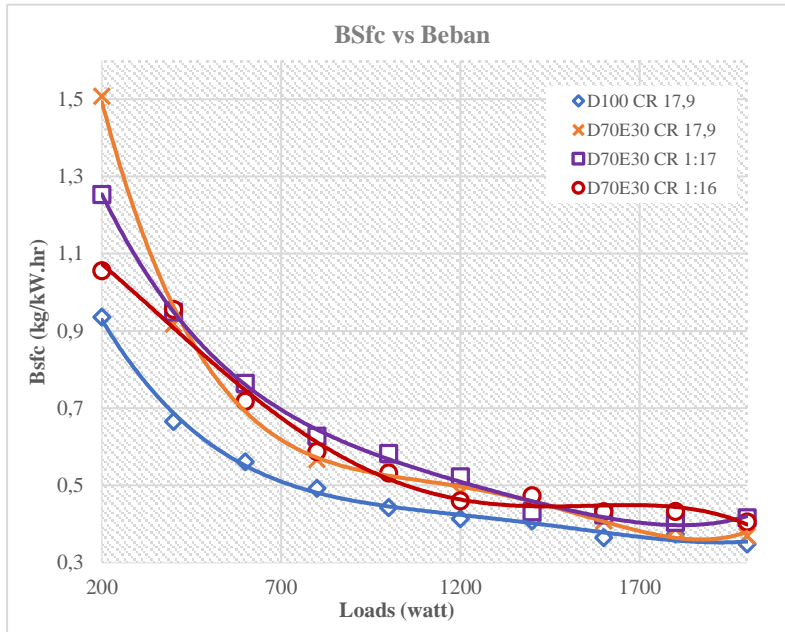
kompresi 1:17,9; 1:17, dan 1:16 adalah (15,3%), (24,9%), dan (18,9%) lebih tinggi terhadap bahan bakar D100 CR 1:17,9.



Gambar 4. 17 Grafik *Specific Fuel Consumption* D80E20 terhadap beban engine

Pada **gambar 4.18** terlihat bahan bakar campuran D100 CR 17,9 memiliki nilai *Brake Specific Fuel Consumption* terendah pada rata-rata (0,501 kg/kW.hr). Rata -rata nilai *Brake Specific Fuel Consumption* bahan bakar campuran D70E30 dengan rasio kompresi 1:17,9; 1:17, dan 1:16 adalah (26,7%), (27,3%), dan (20,8%) lebih rendah terhadap bahan bakar D100 CR 1:17,9.

Berdasarkan *gambar 4.17* dan *gambar 4.18* nilai *bsfc* bahan bakar standar selalu lebih rendah dari bahan bakar standar. Hal tersebut karena densitas dari bahan bakar campuran lebih rendah dibandingkan dengan bahan bakar standar.

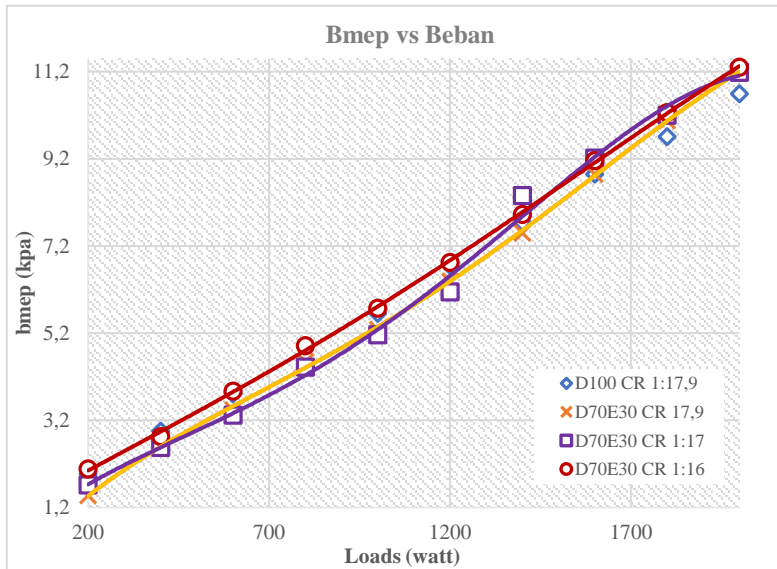


Gambar 4. 18 Grafik *Specific Fuel Consumption* D70E30 terhadap beban engine

4.4.4 Brake Tekanan Efektif Rata-Rata (*BMEP*)

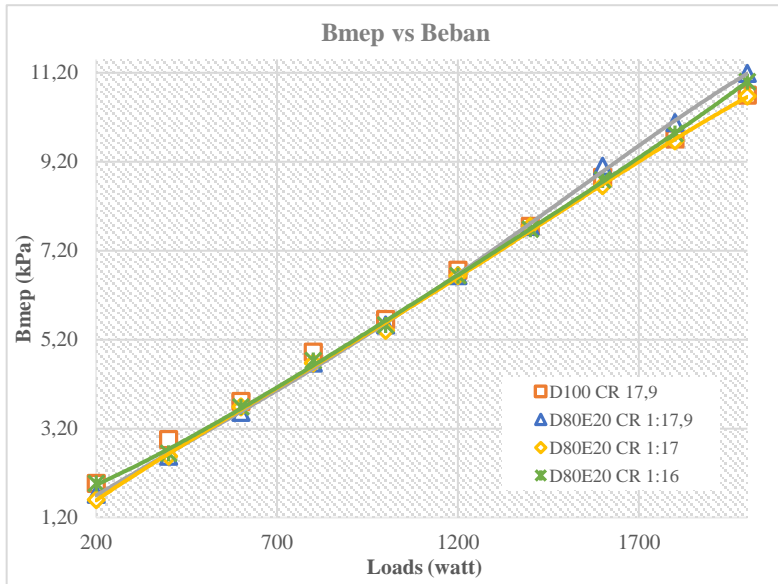
Tekanan Efektif rata-rata yang dihasilkan *engine* dari campuran bahan bakar ditunjukkan pada *gambar 4.19*. Pada *gambar 4.19*, Besarnya nilai *bmeP* bergantung pada nilai daya (*Ne*) dan putaran mesin (*n*). Dalam pengujian penelitian ini, putaran mesin dijaga konstan sehingga perubahan nilai torsi bergantung pada variasi besarnya nilai daya mesin dan pada akhirnya bentuk grafik yang di tunjukkan kurang lebih sama dengan bentuk grafik yang ditunjukkan oleh grafik daya fungsi beban listrik. Bahan

bakar campuran dan bahan bakar standar hampir tidak ada perubahan.



Gambar 4. 19 Grafik bmep D80E20 terhadap beban engine

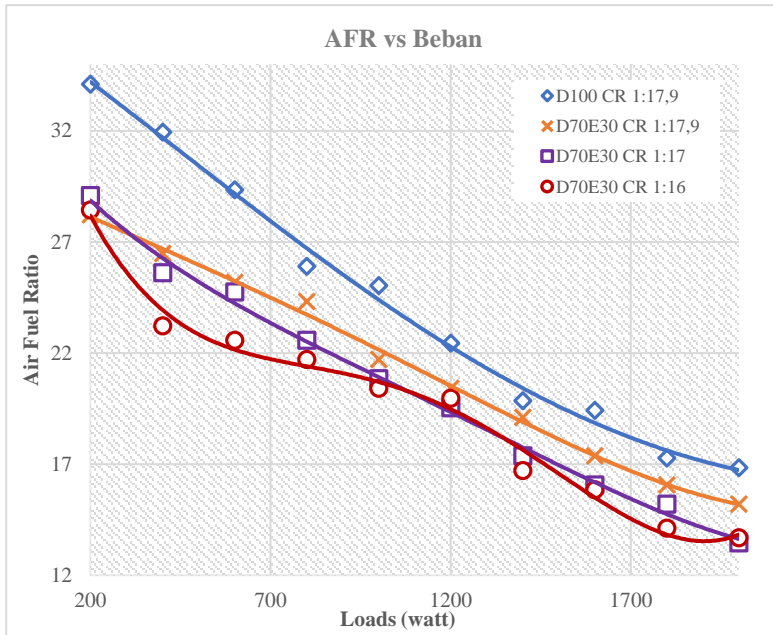
Pada **gambar 4.20**, terjadi perubahan nilai bmep pada bahan bakar campuran D70E30 CR 1:16 dengan bahan bakar standar D100 CR 17,9 dengan rata-rata kenaikan sebesar 3%, nilai torsi dan bmep memiliki *trend* yang sama karena merupakan turunan dari nilai daya.



Gambar 4. 20 Grafik bmep D70E30 terhadap beban engine

4.4.5 Air Fuel Ratio (AFR)

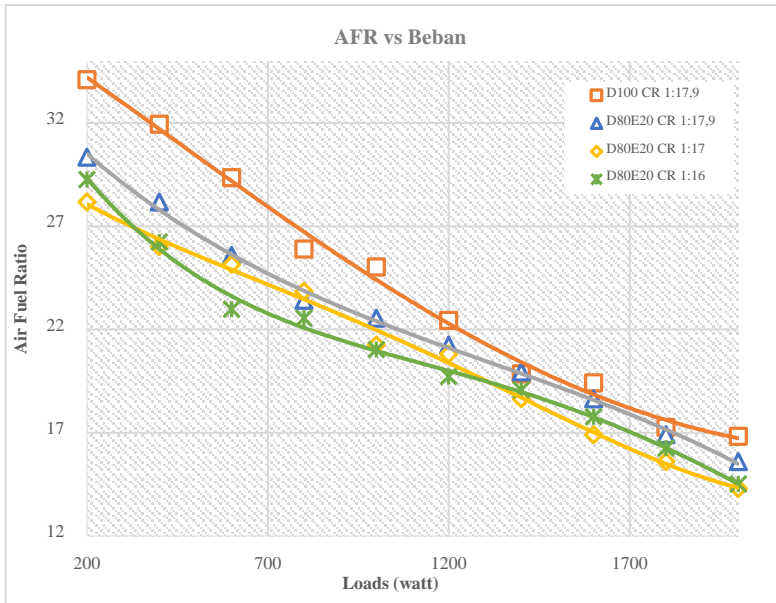
Air Fuel ratio dari campuran bahan bakar ditunjukkan pada **gambar 4.21**. Dengan laju massa aliran udara konstan 0,0018 kg/s, pada setiap parameter putaran *engine* dibuat konstan pada putaran 2000 rpm. Sedangkan pada pembebanan makin tinggi, *AFR* akan menurun. Hal ini memperlihatkan bahwa jumlah bahan bakar meningkat sedangkan jumlah udara yang masuk tetap. Sehingga menyebabkan campuran lebih kaya bahan bakar. Untuk kondisi *single* menurut Heywood [19]., idealnya *AFR* untuk mesin diesel berada dalam kisaran $18 \leq AFR \leq 80$. Hal ini berarti pengujian sudah memenuhi syarat *AFR* mesin diesel standar.



Gambar 4. 21 Grafik AFR D80E20 terhadap beban engine

Pada **gambar 4.21**, terlihat bahan bakar campuran D100 CR 17,9 memiliki nilai *Air Fuel Ratio* tinggi (campuran miskin) dengan rata-rata (24,2). Rata -rata nilai *Air Fuel Ratio* bahan bakar campuran D80E20 dengan rasio kompresi 1:17,9; 1:17, dan 1:16 adalah (8%), (12,9%), dan (13,5%) lebih rendah (campuran kaya) terhadap bahan bakar D100 CR 1:17,9.

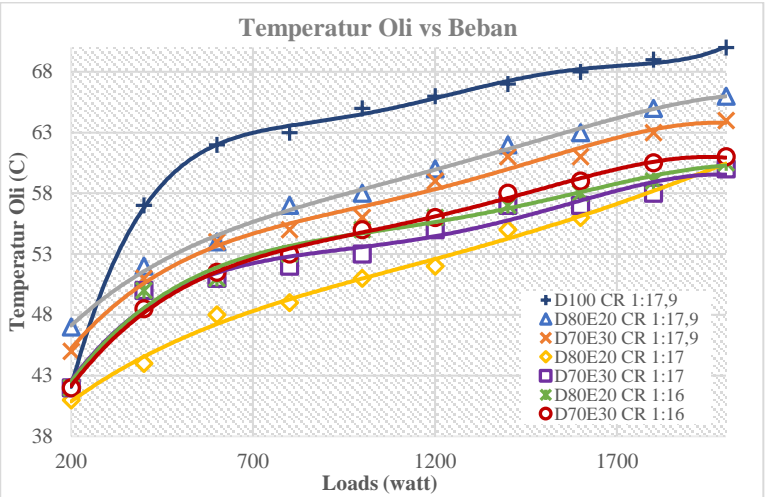
Pada **gambar 4.22** terlihat bahan bakar campuran D100 CR 17,9 memiliki nilai *Air Fuel Ratio* tinggi (campuran miskin) pada rata-rata (24,2). Rata -rata nilai *Air Fuel Ratio* bahan bakar campuran D70E30 dengan rasio kompresi 1:17,9; 1:17, dan 1:16 adalah (11,59%), (15,43%), dan (18,7%) lebih rendah (campuran kaya) terhadap bahan bakar D100 CR 1:17,9.



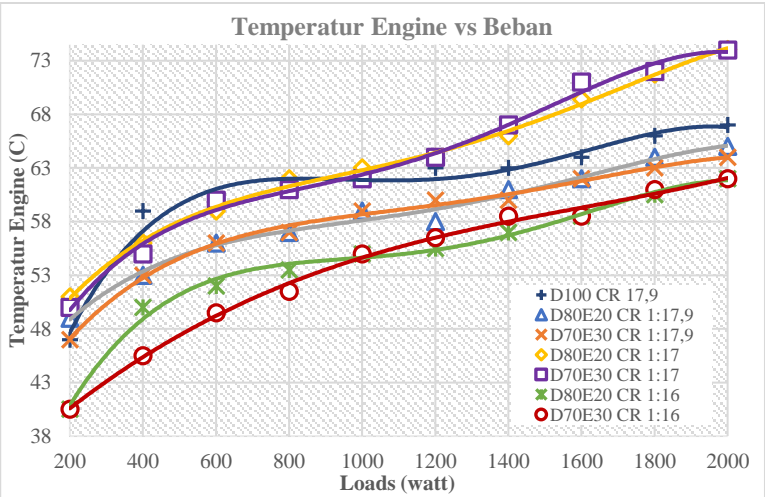
Gambar 4. 22 Grafik AFR D70E30 terhadap beban engine

Berdasarkan *gambar 4.21* dan *gambar 4.22* nilai AFR bahan bakar standar selalu lebih rendah dari bahan bakar standar. Hal tersebut karena densitas dari bahan bakar campuran lebih rendah dibandingkan dengan bahan bakar standar. Sama halnya seperti nilai *bsfc*.

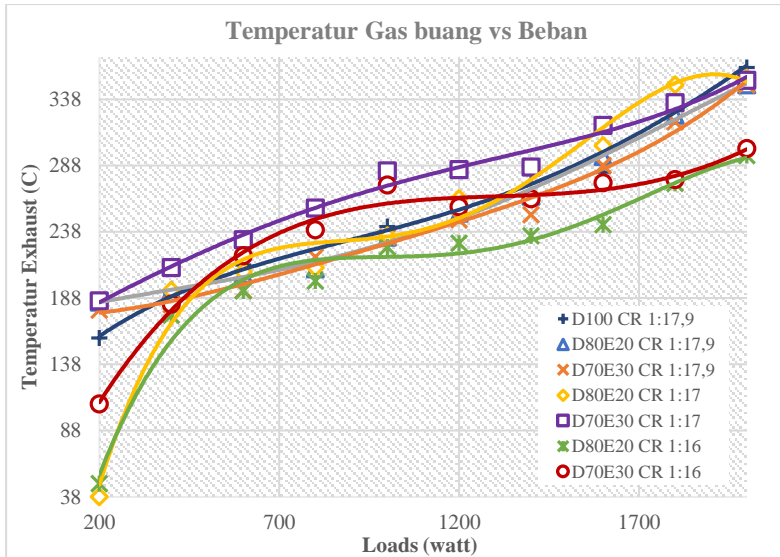
4.4.6 Temperatur *Engine*, Air Pendingin, Oli dan *Exhaust Gas*



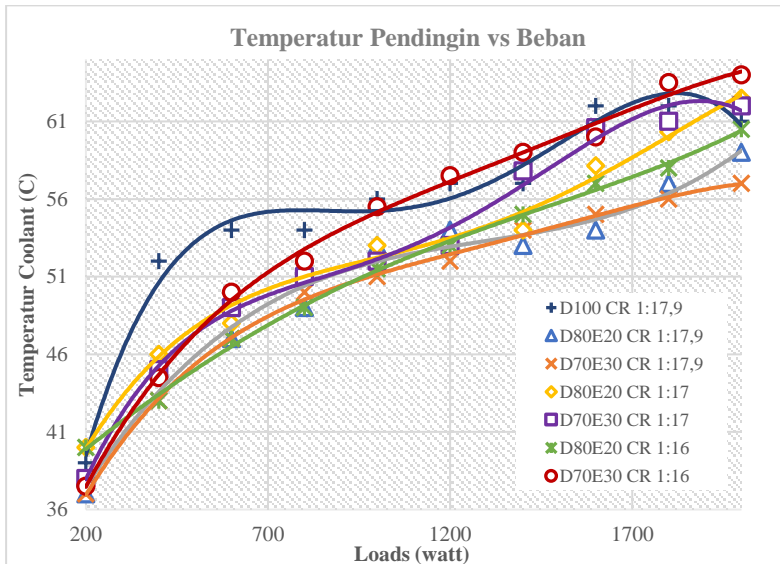
Gambar 4. 23 Grafik Temperatur Oli terhadap beban engine



Gambar 4. 24 Grafik Temperatur *Engine* terhadap beban *engine*



Gambar 4. 25 Grafik Temperatur *Engine* terhadap beban *engine*

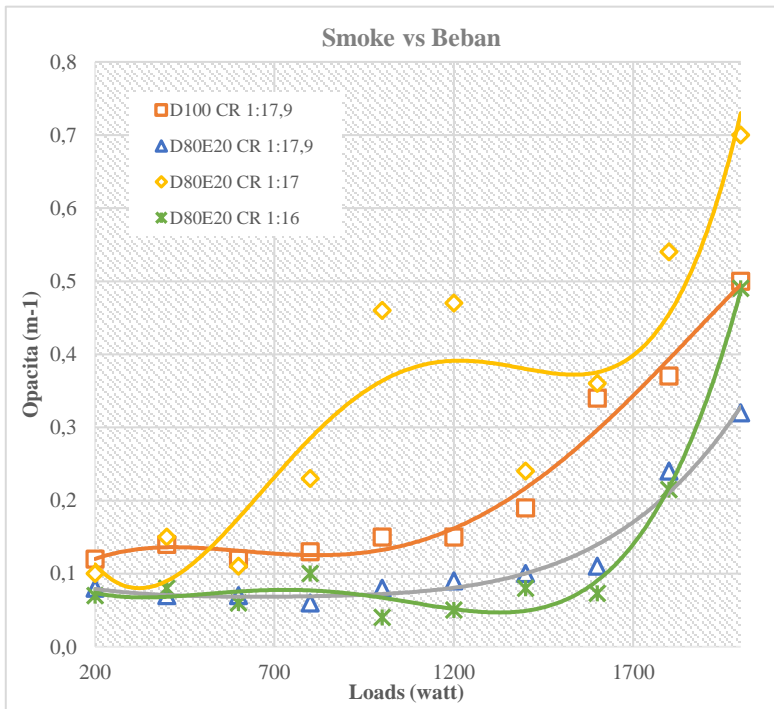


Gambar 4. 26 Grafik Temperatur *Coolant* terhadap beban *engine*

Pada grafik terlihat dengan kenaikan beban listrik menyebabkan kenaikan temperatur di keempat titik. Temperature ini berubah juga pada setiap variasi rasio kompresi. Penggunaan bahan bakar campuran ini menyebabkan kenaikan temperature yang lebih tinggi dikarenakan bahan bakar campuran pada variasi rasio kompresi yang tepat akan terbakar secara sempurna. Sehingga pembakaran gas melepaskan kalor yang lebih banyak ke lingkungan.

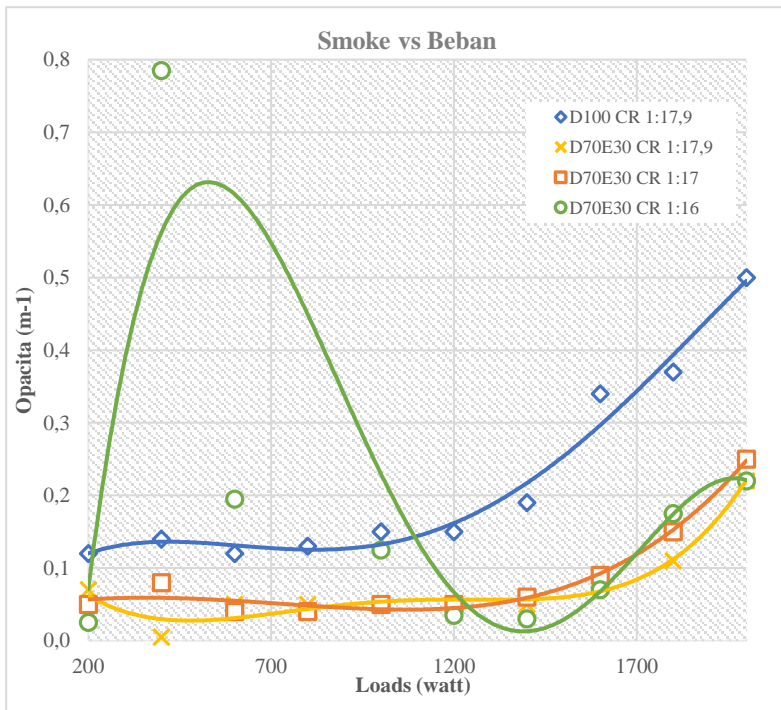
4.4.7 *Smoke Opacity*

Smoke Opacity yang dihasilkan oleh hasil pembakaran dari campuran bahan bakar ditunjukkan pada ***gambar 4.27***



Gambar 4. 27 Grafik *smoke opacity* D80E20 terhadap beban *engine*

Pada **gambar 4.27**, terlihat bahan bakar campuran D80E20 CR 17,9 memiliki *Smoke Opacity* terendah dengan rata-rata ($0,122 \text{ m}^{-1}$). Rata -rata *Smoke Opacity* bahan bakar campuran D80E20 dengan rasio kompresi 1:17,9 dan 1:16 adalah (44%), dan (43%) lebih rendah terhadap bahan bakar D100 CR 1:17,9. Berbeda dengan rasio kompresi 1:17 yang memiliki rata-rata *Smoke Opacity* (52%) lebih tinggi terhadap bahan bakar standar D100 CR 1:17,9



Gambar 4. 28 Grafik *smoke opacity* D70E30 terhadap beban *engine*

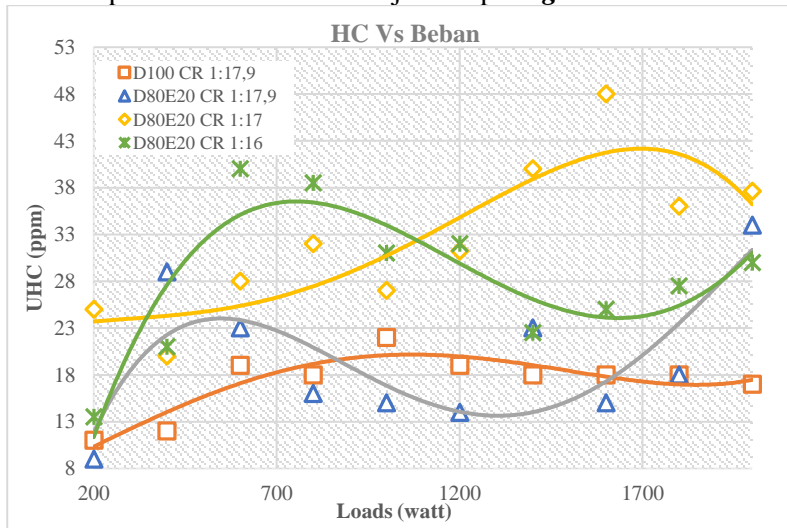
Pada **gambar 4.28** terlihat bahan bakar campuran D70E30 CR 17,9 memiliki *Smoke Opacity* terendah dengan rata-rata ($0,074 \text{ m}^{-1}$). Rata -rata *Smoke Opacity* bahan bakar campuran D70E30 dengan rasio kompresi 1:17,9 dan 1:17 adalah (66,7%) dan (61%)

lebih rendah terhadap bahan bakar D100 CR 1:17,9. Berbeda dengan rasio kompresi 1:16 yang memiliki rata-rata *Smoke Opacity* (11,75%) lebih tinggi terhadap bahan bakar standar D100 CR 1:17,9

Secara umum *smoke opacity* bahan bakar campuran ethanol dengan rasio kompresi lebih tinggi memiliki nilai *smoke opacity* lebih rendah dibanding rasio kompresi rendah. Kandungan ethanol pada bahan bakar campuran akan menyebabkan periode tunda yang lebih lama. Namun dengan di turunkannya rasio kompresi untuk menyesuaikan periode tunda, *smoke opacity* pada rasio kompresi rendah tidak memiliki *trendline* yang stabil. Hal ini dikarenakan nilai panas latent dari bahan bakar campuran bahan bakar lebih tinggi dari D100.

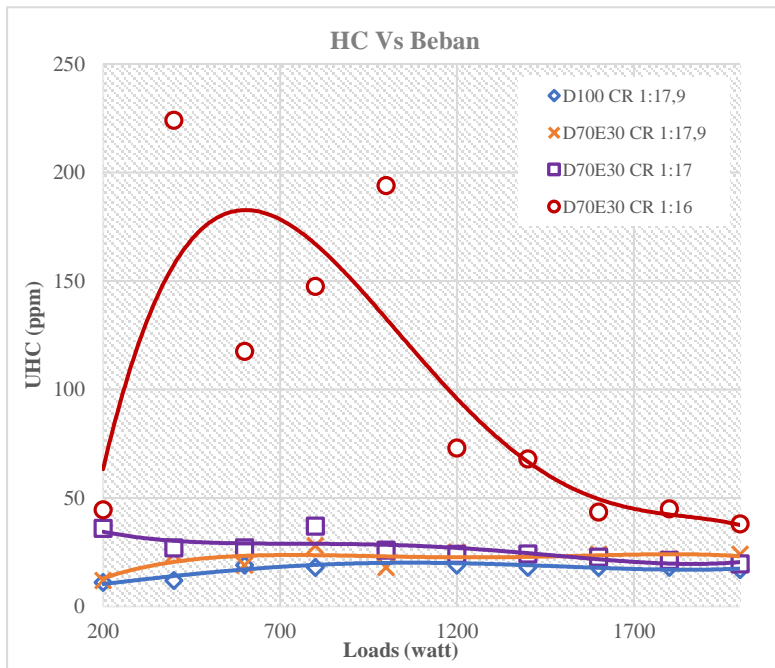
4.4.8 Unburnt Hydrocarbon (UHC)

Unburnt Hydrocarbon yang dihasilkan oleh hasil pembakaran dari campuran bahan bakar ditunjukkan pada ***gambar 4.29***



Gambar 4. 29 Grafik kadar *Unburnt hydrocarbon* D80E20 terhadap beban *engine*

Pada **gambar 4.29**, terlihat bahan bakar campuran D100 CR 17,9 memiliki kadar *Unburnt Hydrocarbon* terendah dengan rata-rata (17,2 ppm). Rata -rata kadar *Unburnt Hydrocarbon* bahan bakar campuran D80E20 dengan rasio kompresi 1:17,9, 1:17 dan 1:16 adalah (14%), (88%) dan (63,7%) lebih tinggi terhadap bahan bakar D100 CR 1:17,9



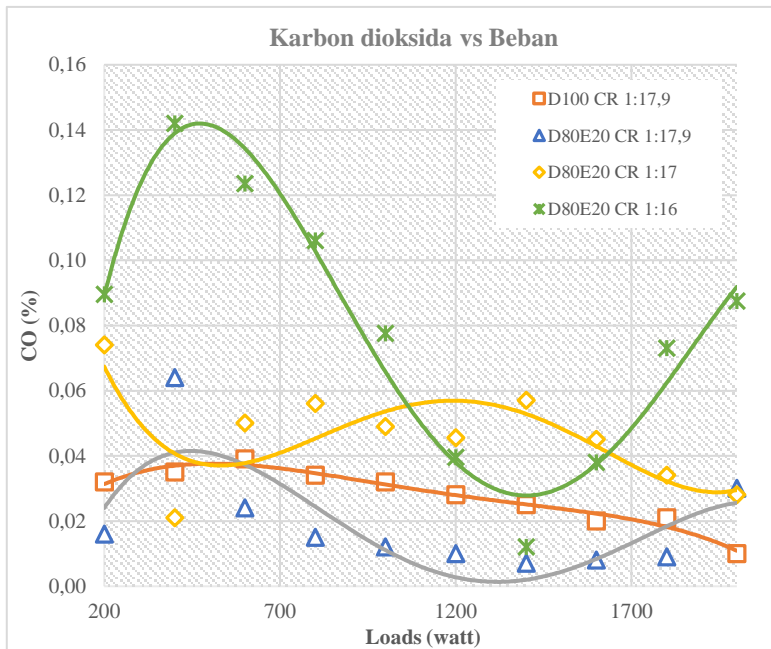
Gambar 4. 30 Grafik kadar *Unburnt hydrocarbon* D80E20 terhadap beban *engine*

Pada **gambar 4.30** terlihat bahan bakar campuran D100 CR 17,9 memiliki kadar *Unburnt Hydrocarbon* terendah dengan rata-rata (17,2 ppm). Rata -rata kadar *Unburnt Hydrocarbon* bahan bakar campuran D70E30 dengan rasio kompresi 1:17,9, 1:17 dan 1:16 adalah (27%), (53%) dan (478%) lebih tinggi terhadap bahan bakar D100 CR 1:17,9.

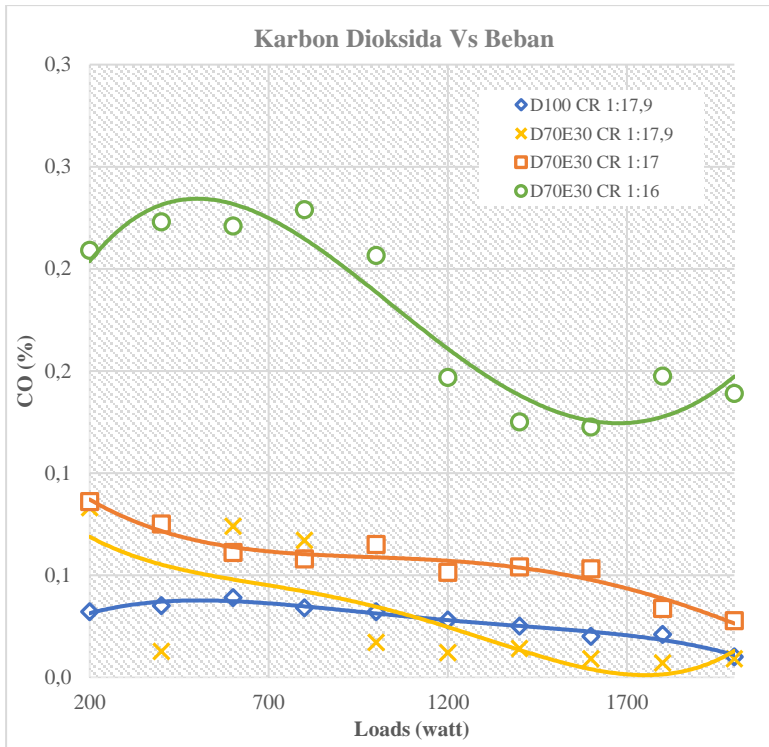
Secara umum kadar UHC bahan bakar campuran ethanol dengan rasio kompresi lebih tinggi memiliki kadar *Unburnt Hydrocarbon* lebih rendah dibanding rasio kompresi rendah karena temperature tinggi pada ruang bakar akan mereduksi kadar UHC. Namun dengan di turunkanya rasio kompresi untuk menyesuaikan periode tunda, *UHC* pada rasio kompresi rendah tidak memiliki *trendline* yang stabil. Hal ini dikarenakan nilai panas latent dari bahan bakar campuran bahan bakar lebih tinggi dari D100.

4.4.9 Kadar CO

Kadar CO yang dihasilkan *engine* dari campuran bahan bakar ditunjukkan pada ***gambar 4.31***



Gambar 4. 31 Grafik kadar *Carbon monoxide* D80E20 terhadap beban *engine*



Gambar 4. 32 Grafik kadar *Carbon monoxide* D70E30 terhadap beban *engine*

Pada **gambar 4.31**, terlihat bahan bakar campuran D80E20 CR 17,9 memiliki kadar *Carbon Monooxide* terendah dengan rata-rata (0,02%). Rata -rata kadar *Carbon Monooxide* bahan bakar campuran D80E20 dengan rasio kompresi 1:17 dan 1:16 adalah (66%), dan (185%) lebih tinggi terhadap bahan bakar D100 CR 1:17,9. Berbeda dengan D80E20 CR 17,9 yang memiliki kadar *Carbon Monooxide* (29,35%) lebih rendah dibandingkan D100 CR 1:17,9.

Pada **gambar 4.32** terlihat bahan bakar campuran D100 CR 17,9 memiliki kadar *Carbon Monooxide* terendah dengan rata-rata (0,028). Rata -rata kadar *Carbon Monooxide* bahan bakar

campuran D70E30 dengan rasio kompresi 1:17,9, 1:17 dan 1:16 adalah (10,3%), (104%) dan (541%) lebih tinggi terhadap bahan bakar D100 CR 1:17,9.

Kadar CO pada bahan bakar campuran ethanol dengan rasio kompresi lebih tinggi memiliki nilai lebih rendah dibanding rasio kompresi rendah. Kadar CO pada beban sebelum 1000 watt mengalami peningkatan seiring dengan penambahan ethanol dan penurunan rasio kompresi. Hal ini dikarenakan nilai panas laten dari bahan bakar campuran bahan bakar lebih tinggi dari D100. Peningkatan nilai panas laten mengakibatkan pencampuran yang tidak stabil dengan temperature yang rendah pada beban yang rendah.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil penelitian dan analisa yang telah dilakuakn dapat disimpulkan bahwa :

1. Dengan penggunaan bahan bakar D80E20 pada Mesin Diesel dengan *Compression Ratio standart 1:17.9* didapatkan **perbaikan** unjuk kerja dan emisi gas buang dengan penggunaan bahan bakar D100 dengan *Compression Ratio standart 1:17.9*, diantaranya parameter, *Smoke opacity* dan kadar CO dengan besar masing – masing 44.8% dan 27.54%. Sedangkan **penurunan** unjuk kerja dan emisi gas buang ditujukan pada parameter *Specific Fuel Consupction*, Effisiensi Thermal, Daya, Torsi, BMEP, dan kadar UHC dengan besar masing-masing 15%, 0.4%, 0.3%, 0.3%, 0.3%, dan 13.9%.
2. Dengan penggunaan bahan bakar D80E20 pada Mesin Diesel dengan *Compression Ratio 1:17* didapatkan **penurnan** unjuk kerja dan emisi gas buang dengan penggunaan bahan bakar D100 dengan *Compression Ratio standart 1:17.9*, diantaranya parameter, *Specific Fuel Consupction*, Effisiensi Thermal, Daya, Torsi, BMEP, kadar UHC, *Smoke opacity* dan kadar CO dengan besar masing-masing 29.94%, 13.27%, 2.74%, 2.74%, 2.74%, 88.84%, 52.04%, dan 66.49%.
3. Dengan penggunaan bahan bakar D80E20 pada Mesin Diesel dengan *Compression Ratio 1:16* didapatkan **perbaikan** unjuk kerja dan emisi gas buang dengan penggunaan bahan bakar D100 dengan *Compression Ratio standart 1:17.9*, diantaranya parameter, *Smoke opacity* dengan besar 43.08%. Sedangkan **penurunan** unjuk kerja dan emisi gas buang ditujukan pada parameter

Specific Fuel Consumption, Effisiensi Thermal, Daya, Torsi, BMEP, kadar *CO* dan kadar UHC dengan besar masing-masing 20.49%, 7.08%, 0.88%, 0.88%, 0.88%, 185.7% dan 63.37%.

4. Dengan penggunaan bahan bakar D70E30 pada Mesin Diesel dengan *Compression Ratio* **standart 1:17.9** didapatkan **perbaikan** unjuk kerja dan emisi gas buang dengan penggunaan bahan bakar D100 dengan *Compression Ratio* **standart 1:17.9**, diantaranya parameter, *Smoke opacity* dengan besar 66.74%. Sedangkan **penurunan** unjuk kerja dan emisi gas buang ditujukan pada parameter *Specific Fuel Consumption*, Effisiensi Thermal, Daya, Torsi, BMEP, kadar *CO* dan kadar UHC dengan besar masing-masing 26.74%, 2.73%, 2.73%, 2.73%, 10.4% dan 27.91%.
5. Dengan penggunaan bahan bakar D70E30 pada Mesin Diesel dengan *Compression Ratio* **1:17** didapatkan **perbaikan** unjuk kerja dan emisi gas buang dengan penggunaan bahan bakar D100 dengan *Compression Ratio* **standart 1:17.9**, diantaranya parameter, *Smoke opacity* dengan besar 61.74%. Sedangkan **penurunan** unjuk kerja dan emisi gas buang ditujukan pada parameter *Specific Fuel Consumption*, Effisiensi Thermal, Daya, Torsi, BMEP, kadar *CO* dan kadar UHC dengan besar masing-masing 26.79%, 7.13%, 1.17%, 1.17%, 1.17%, 104.57% dan 53.09%.
6. Dengan penggunaan bahan bakar D70E30 pada Mesin Diesel dengan *Compression Ratio* **1:16** didapatkan **perbaikan** unjuk kerja dan emisi gas buang dengan penggunaan bahan bakar D100 dengan *Compression Ratio* **standart 1:17.9**, diantaranya parameter, Daya,

Torsi, dan BMEP dengan besar 3.02%, 3.02%, dan 3.02%. Sedangkan **penurunan** unjuk kerja dan emisi gas buang ditujukan pada parameter *Specific Fuel Consumption*, Efisiensi Thermal, kadar *CO*, *Smoke Opacity* dan kadar UHC dengan besar masing-masing 28.48%, 541.57%, 11.16%, dan 478,49%.

5.2. Saran

Adapun saran dari pengujian adalah sebagai berikut :

- Pengujian unjuk kerja dan emisi gas buang akan mendapatkan hasil yang akurat apabila menggunakan alat *pressure transducer*, sehingga diketahui secara jelas proses pembakaran dengan indikasi *pressure* yang ditampilkan.
- Engine Diesel Yanmar TF 55 R, sebaiknya dilakukan service berat untuk mengganti *liner* pada ruang bakar, sehingga *losses* kompresi dapat diminimalisir.
- Gunakan bahan kimia, emulgator yang lebih baik agar campuran bahan bakar dapat tercampur secara homogen, dan separasi yang terjadi lebih lama terjadi.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] V. Gnanamoorthi dan G. Devaradjane, "Effect of Compression ratio on the performance, combustion and emission of DI diesel engine fueled with ethanol-Diesel blend," *Journal of the Energy Institute*, vol. 88, no. 1, pp. 19-26, 2015.
- [2] M. Mofijur, M. G. Rasul dan J. Hyde, "Recent Developments on Internal Combustion Engine Performance and Emissions Fuelled With Biodiesel-Diesel-Ethanol Blends," *Procedia Engineering*, vol. 105, pp. 658-664, 2015.
- [3] B. Prabakaran dan D. Viswanathan, "Experimental investigation of effects of addition of ethanol to bio-diesel on performance, combustion and emission characteristics in CI engine," *Alexandria Engineering Journal*, 2016.
- [4] G. V. Subbaibah, K. R. Gopal dan S. A. Hussain, "The Effect of Biodiesel and Bioethanol Blended Diesel Fuel on the Performance and Emission Characteristics of a Direct Injection Diesel Engine," *Iranica Journal of Energy & Environment*, vol. 3, no. 1, pp. 211-221, 2010.
- [5] M. Zuhdi, "Biodiesel Sebagai Alternatif Pengganti Bahan Bakar Fosil Pada Motor Diesel," *Riset Unggulan Terpadu, Bidang Teknologi Surabaya*, vol. VIII, 2003.
- [6] R. D.M., "Emulsi Adalah Campuran Antara Partikel," July 2012. [Online]. Available: <http://www.scribd.com/doc/777536590>.
- [7] J. Heywood, *Internal Combustion Engine*, London: Mc.Graw Hill, 1988.

- [8] N. Ramli, "Emulsifikasi," Laporan Praktikum Farmaseutika, Fakultas Farmasi, Universitas Muslim Indonesia , Makassar, 2013.
- [9] I. Yusuf, "Analisa Performa Motor Diesel Berbahan Bakar Komposisi Campuran Antara Minyak Tuak dengan Minyak Diesel," Jurusan Teknik Sistem Perkapalan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya, 2013.
- [10] D. S. Kawano, Internal Combustion Engine, Diesel, Surabaya: ITS Press, 1999.
- [11] M. Krishnamoorthi dan R. Malayalamurthi, "Experimental investigation on performance, emission behavior and eergy analysis of a variable compression ratio engine fueled with diesel - aegle marmelos oil - diethyl ether blends," *Energy*, vol. 128, pp. 312-328, 2017.
- [12] A. Nur, Y. Putrasari, W. B. Santoso, T. Kosasih dan I. K. Reksowardojo, "Performance characteristic of indirect diesel engine fuelled with diesel-bioethanol using Uniplot software," *Energy Procedia*, vol. 68, pp. 167-176, 2015.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BIODATA PENULIS



Penulis bernama lengkap Arif Fadhlullah, dilahirkan di Cilandak, Jakarta Selatan pada 16 Juli 1996. Merupakan anak pertama dari tiga bersaudara. Penulis menempuh Pendidikan sekolah dasar pada tahun 2001-2006 di SDN Pondok Benda V, Tangerang Selatan, pendidikan sekolah menengah pertama pada tahun 2007-2009 di SMPN 68

Jakarta, lalu sekolah menengah atas pada 2010-2013 di SMAN 3 Kota Tangerang Selatan, Tangerang Selatan. Lalu penulis melanjutkan pendidikan yang lebih tinggi di Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya dengan Departemen Teknik Mesin bidang studi Konversi Energi.

Selama berkuliah di Kampus Perjuangan ITS, penulis telah aktif di organisasi keprofesian Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin (LBMM-ITS). Penulis adalah staff divisi Human Resource Development, Kepala divisi Human Resource Development serta Wakil Ketua Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin bidang otomotif pada tahun 2014, 2015, dan 2016. Penulis aktif dalam riset dan pembelajaran bidang Konversi Energi serta tergabung ke dalam Laboratorium Pembakaran dan Sistem Energi.